

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

***MONTAGEM E INSTRUMENTAÇÃO DE UMA BANCADA PARA TURBINA
HIDRÁULICA***

OLGA LUCIA SÁNCHEZ SANTANDER

ORIENTADOR: Prof. Dr. Rudi Henri van Els

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO EM SISTEMAS MECATRÔNICOS

PUBLICAÇÃO:

BRASÍLIA/DF

2014

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

***MONTAGEM E INSTRUMENTAÇÃO DE UMA BANCADA PARA TURBINA
HIDRÁULICA***

OLGA LUCIA SÁNCHEZ SANTANDER

**DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA
MECÂNICA DA FACULDADE DE TECNOLOGIA DA UNIVERSIDADE DE
BRASÍLIA, COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A
OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM SISTEMAS MECATRÔNICOS.**

APROVADA POR:

Prof: Rudi Henri van Els, Dr. (FT/UnB)

(Orientador)

Prof: Carlos Humberto Llanos, Dr. (FT/UnB)

(Examinador Interno)

Prof: Luciano Gonçalves Noletto S, Dr. (FGA/UnB)

(Examinador Externo)

BRASÍLIA/DF: 2014

FICHA CATALOGRÁFICA

SANTANDER, Olga L. S. (2014).

Montagem e Instrumentação de uma bancada para Turbina Hidráulica.

Dissertação de Mestrado em Sistemas Mecatrônicos, Publicação xxxxxx, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, 2014.

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

SANTANDER, O. L. S. (2014). *Montagem e Instrumentação de uma bancada para Turbina Hidráulica*. Dissertação de Mestrado em Sistemas Mecatrônicos, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, 2014.

CESSÃO DE DIREITOS

AUTOR: Olga Lucia Sánchez Santander

TÍTULO: *Montagem e Instrumentação de uma bancada para Turbina Hidráulica*

GRAU: Mestre

ANO: 2014

É concedida à Universidade de Brasília permissão para reproduzir cópias desta Dissertação de Mestrado e para emprestar ou vender tais cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor reserva outros direitos de publicação e nenhuma parte dessa dissertação de mestrado pode ser reproduzida sem autorização por escrito do autor.

Olga Lucia Sánchez Santander
SCLN 411 Bloco c apto 222. Asa Norte
CEP 70866-530 – Brasília – DF – Brasil.
e-mail: olgalucia55@hotmail.com

AGRADECIMENTOS

A Deus, dono da minha vida e sonhos. Aos meus pais Enrique e Yaned e minhas irmãs Ana Maria e Laura Sofia, pelo apoio incondicional e infinito amor; a minha Tia Omaira e minha família pela força, amor e apoio, a Gustavo, pelo amor, paciência e amizade.

Ao professor orientador Rudi van Els, pela confiança em mim, pela sua orientação, infinita paciência, disponibilidade e alegria de sempre.

Aos meus colegas e amigos que sempre estiveram prontos e presentes a me ajudar e alegrar: Rodrigo de Oliveira, Maria Eugenia Carvalho, Ramsay Mac Donald, Danilo dos Santos Oliveira, Nigel Sloom.

Aos meus amigos que me acompanharam no decorrer do mestrado com apoio e força.

Aos professores e funcionários do GRACO, que foram ótimos comigo e tiveram disposição em me auxiliar.

A CAPES, pelo financiamento do projeto de mestrado.

A cada pessoa que conheci neste maravilhoso país, fazendo-me sentir parte de uma família.

RESUMO

MONTAGEM E INSTRUMENTAÇÃO DE UMA BANCADA PARA TURBINA HIDRÁULICA

A dissertação apresenta o desenvolvimento de uma bancada de ensaio de máquinas hidráulicas para avaliar diversos tipos e configurações de turbinas hidráulicas para dar apoio à formação profissional dos estudantes do curso de Engenharia de Energia. A primeira configuração que está sendo implementada é de uma turbina Indalma. A bancada é composta por uma bomba d'água com vazão regulável, circuito de entrada de água com altura da coluna d'água programável para quatro alturas preestabelecidas, circuito de entrada da turbina com medição de vazão, turbina Indalma, canal de saída da água com vertedouro para a medição de vazão e um reservatório de 1000 litros. A potência da turbina é medida com um sistema de medição de torque e rotação, executado por um microcontrolador, freio de Prony com células de carga e medidor de velocidade de rotação da turbina. A bancada será usada para avaliar o comportamento dinâmico da turbina. Foi desenvolvido um modelo da turbina usando a instrumentação feita na bancada. Foi possível a coleta de dados e o modelo da turbina Indalma foi elaborado, sendo útil ao projeto de controle do sistema, utilizando técnicas de análise lineares, a partir do modelo levantado. Dessa forma, será possível trabalhar desde os conceitos de mecânica e dinâmica dos fluidos até a instrumentação, controle e estabilidade dos sistemas. Também se desenhou um controlador PID e um controlador com preditor de Smith, o qual manterá as revoluções da turbina no ponto de máxima operação, tendo em conta o atraso que sofre o sistema. A construção da bancada de ensaio permitiu avaliar o comportamento e funcionamento de uma picocentral hidrelétrica em condições reais de operação e ajudou na avaliação do modelo da turbina hidráulica Indalma e desenhar um controlador para o sistema.

Palavras chaves: Centrais Geradoras de Energia (CGE), Micro central Hidrelétrica, Turbina Indalma, Controlador PID, preditor de Smith

ABSTRACT

This dissertation presents the development of a test bench for hydraulic machines to evaluate the various types and configurations of hydraulic turbines to support the professional training of students of the energy engineering course. The first configuration being implemented is that of an Indalma turbine. The bench consists of a water pump with adjustable flow rate, water inlet circuit with programmable height of the water column to four pre-set heights, turbine input circuit with flow meter, Indalma turbine, water output channel with weir v-notch to measure flow, and a reservoir of 1000 liters. The turbine's power is measured with a torque and rotation measuring system, implemented by a microcontroller, Prony brake with strain gage and the turbine rotational speed meter. The bench will be used to assess the dynamic behavior of the turbine. A model turbine was developed using the instrumentation implementation on the bench. It was possible to collect data and thus develop the model of the Indalma turbine, thereby being useful to the project of the control system using linear analysis techniques from the model. It is possible to study the concepts of mechanics and fluid dynamics, instrumentation and control and stability of systems with this bench. Also a PID controller and a Smith predictor control, where designed that will keep the turbine revolutions at its maximum operation point taking into account the retardation suffered by the system. The construction of the test bench allowed the assessment of the behavior and operation of a pico hydro power plant in actual operating conditions and helped in evaluating the model of hydraulic turbine Indalma and the design of a controller for the system.

Key words: Central Generating Energy, Micro Hydroelectric Central, Indalma Turbine, PID controller, Smith predictor

SUMÁRIO

SUMÁRIO.....	vi
Lista de Figuras	viii
Lista de Tabelas	x
LISTA DE SÍMBOLOS, NOMENCLATURAS E ABREVIACÕES	xi
INTRODUÇÃO.....	1
JUSTIFICATIVA	2
OBJETIVO GERAL.....	3
METODOLOGIA.....	4
ESTRUTURA DO DOCUMENTO.....	4
1 CENTRAL HIDRELÉTRICA.....	6
1.1 Turbinas hidráulicas.....	8
1.2 Classificação das turbinas.....	9
1.3 Tipos de turbina	10
1.3.1 Turbina Francis	10
1.3.2 Turbina Hélices	11
1.3.3 Turbinas Kaplan	12
1.3.4 Turbina Pelton	12
1.3.5 Turbinas não convencionais BFT	13
1.3.6 Turbina Michell Banki	14
1.4 Turbina hidráulica Indalma.....	15
1.5 Estratégia de controle de frequência e tensão de CGH	17
1.5.1 Método 1: Estratégia de controle simplificado fazendo uso de um controlador	17
1.5.2 Método 2: Estratégia de controle simplificado que não faz uso de um controlador	20
2. ENSAIO DE TURBINAS HIDRÁULICAS	24
2.1. Medição	25
2.1.1 Medição de potência hidráulica em turbinas hidráulicas.....	25
2.1.2. Dinamômetro de absorção	27

2.1.3. Medição de pressão e vazão	29
2.2. Bancada projetada.....	31
2.2.1 Controle de vazão	33
2.2.2. Freio de Prony	34
2.2.3. Vertedor Triangular.....	34
3. INSTRUMENTAÇÃO ELETRÔNICA DA BANCADA	37
3.1. Implementação de medição eletrônica na bancada.....	37
3.1.2. Sensor de vazão eletromagnético.....	38
3.1.3. Sensores de pressão.....	39
3.1.4. Sensor do freio de Prony	40
3.2 Módulos de aquisição de dados	41
3.2.1 Módulo de aquisição de dados do freio de Prony	41
3.2.2 Módulo de aquisição de dados de pressão e vazão	42
3.3. Registro automático de dados.....	43
3.4. Calibração.....	43
4. Modelo da turbina.....	45
4.1. Modelo linear.....	45
4.2. Modelo não linear.....	49
4.3 Coleta de dados na bancada.....	52
4.3.1 Resultado da medição para o modelo	53
4.4. Levantamento do modelo dinâmico	58
4.5 Identificação dos parâmetros de modelo	62
4.6 Proposta de um controlador PID e Preditor de Smith	69
CONCLUSÕES	78
TRABALHOS FUTUROS	80
BIBLIOGRAFIA	81
ANEXOS	84

Lista de Figuras

Figura 1. Representação de uma pico central hidrelétrica.....	7
Figura 2. Turbina Francis.	11
Figura 3. Turbina Kaplan.....	12
Figura 4. Turbina Pelton	13
Figura 5. Grupo gerador como BFT.	14
Figura 6. Turbina Michell Banki.	15
Figura 7. Rotor e turbina Indalma	16
Figura 8. Geometria básica da Turbina Indalma.....	16
Figura 9. Curva de operação de turbina hidráulica.....	19
Figura 10. Esquema de um sistema em malha aberta.....	19
Figura 11. Esquema de um sistema em malha fechada	20
Figura 12. Diagrama de controle do sistema	20
Figura 13. Acoplamento das polias entre o gerador e a turbina.	22
Figura 14. Vertedor triangular com um ângulo de abertura de 90 graus.	30
Figura 15. Esquema da bancada didática de ensaio de pico turbina hidráulica.....	32
Figura 16. Freio de Prony instalado na bancada.....	34
Figura 17. Vertedor Triangular usado na bancada.	35
Figura 18. Diagrama de blocos do sistema de aquisição de dados.....	37
Figura 19. Diagrama P&ID da bancada.....	38
Figura 20. Sensor de vazão eletromagnético montado na bancada.	39
Figura 21. Sensor de pressão de 2.5 bar instalado na entrada da turbina Indalma	40
Figura 22. Sensor de proximidade indutivo usado na bancada.	41
Figura 23. <i>Hardware</i> Arduino Leonard usado na bancada.	42

Figura 24. Gráfico de redução de ruído.....	43
Figura 25. Calibração do sensor de pressão WIKA.....	44
Figura 26. Calibração das duas células de carga	44
Figura 27. Potência e vazão vs rpm da turbina na altura de 7 metros.	55
Figura 28. Potência e vazão vs rpm da turbina na altura de 5.50 metros.	56
Figura 29. Potência e vazão vs rpm da turbina na altura de 4 metros.	58
Figura 31. Diagrama de blocos do sistema para obtenção de modelo dinâmico.....	60
Figura 32a. Comportamento do sistema a uma entrada degrau -1	61
Figura 32b. Gráfica da resposta transitória do sistema a uma entrada degrau - 1	62
Figura 33. Tempo de subida, acomodação, sobressinal e tempo de pico.	63
Figura 34. Resposta do sistema a uma entrada degrau (pontos) e ao ajuste dos parâmetros do sistema (línea).....	67
Figura 35. Curva de resposta ao degrau unitário. Fonte: Ogata	71
Figura 36. Sistema em malha fechada com atraso temporal	73
Figura 37. Preditor de Smith.....	74
Figura 38. Sistema com preditor de Smith.	75
Figura 39. Simulação do controlador PID usando preditor de Smith.....	75
Figura 40. Controle com ruído.	76
Figura 41. Diagrama de blocos do controlador PID com preditor de Smith.....	77

Lista de Tabelas

Tabela 1. Classificação das centrais hidrelétricas.....	2
Tabela 2. Classificação das turbinas quanto à trajetória da água no rotor.	10
Tabela 3. Classificação em quanto à forma de transformação da energia.	10
Tabela 4. Dados da turbina Indalma para 7 metros	53
Tabela 5. Dados da turbina Indalma para metros com tubo de sucção.....	54
Tabela 6. Parâmetros da turbina para altura de 5.50 metros.....	55
Tabela 7. Parâmetros da turbina para altura de 5.50 metros com tubo de sucção	56
Tabela 8. Parâmetros da turbina para altura de 4 metros.....	57
Tabela 9. Parâmetros da turbina para altura de 4 metros com tubo de sucção	57
Tabela 10. Característica dos controladores.	69
Tabela 11. Sintonização d Ziegler-Nichols com base na resposta degrau da planta.	71

LISTA DE SÍMBOLOS, NOMENCLATURAS E ABREVIACÕES

- CGH Central Geradora Hidrelétrica
- PCH Pequenas Centrais Hidrelétricas
- ANEEL Agência Nacional de Energia Elétrica
- Kw Kilowatt Unidade de potência no Sistema Internacional de Unidades
- P Potência
- PID Controlador Proporcional, Integral e Derivativo
- μ CH Micro Central Hidrelétrica
- mCH Minicentral Hidrelétrica
- N_q Rotação Específica Efetiva
- BFT Bomba Funcionando como Turbina
- ELC (*Electronic Load Controller*)
- RPM Revoluções Por Minuto
- mA MiliAmperios
- l/s Litros por segundo
- ABNT Associação Brasileira de Normas Técnicas
- F.T.C *International Field Code for Hydraulic Turbine*
- I.E.C *International Electrotechnical Commission*
- DAQ Sigla em inglês para Aquisição de Dados
- KST Programa que permite a visualização mais rápida, em tempo real, para um conjunto grande de dados

INTRODUÇÃO

No Brasil existe um grande número de pessoas que não podem ser atendidas pelas concessionárias de energia elétrica porque vivem em comunidades ou áreas isoladas, distantes e de difícil acesso. O problema de geração de energia elétrica para estas regiões pode ser resolvido através da construção de Centrais Geradoras Hidrelétricas (CGH), que possibilitam uma melhor condição para o fornecimento desta energia para os indivíduos que moram nestes lugares. Os fatores relacionados às condições ambientais fazem com que a distribuição de energia seja de forma descentralizada, causando uma tendência a sistemas de conversão menores usando fontes de energia renováveis.

Existem outras fontes de geração de energia como são as Pequenas Centrais Hidrelétricas (PCH) que, em conjunto com as CGH, vão crescendo a cada ano. Isso acontece porque o investimento nestas centrais, além do seu baixo custo, apresenta outras vantagens: desconto na tarifa de transmissão, direito a incentivos fiscais e mais facilidade no processo de licenciamento ambiental. [1]

Ao passar dos anos, a população cresceu e o setor elétrico não acompanhou este crescimento demográfico, causando crises energéticas no País. Esta situação levou à abertura de novos projetos de CGH.

A energia elétrica no Brasil tem presença marcante de hidroeletricidade, que, segundo dados da ANEEL (2011c), corresponde a 66,27%, sendo que as CGH correspondem a apenas 0,18%, e, por sua vez, são os menores empreendimentos na escala de geração hidrelétrica, pois possuem uma menor capacidade instalada, igual ou inferior a 1.000 kW. Como exemplo desta classificação temos as de picocentrals, microcentrais e minicentrals hidrelétricas, conforme determina a ANEEL. [2]

Para a classificação das centrais hidrelétricas devem ser considerados diversos critérios tais como potência gerada e queda. A tabela 1.1 ilustra os critérios em relação à potência [3]:

Tabela 1. Classificação das centrais hidrelétricas.
Fonte: Adaptado de Souza, Fuchs e Santos (1983).
Quanto a sua potência P(KW)

Picocentrais	$1 \text{ KW} \leq P \leq 10 \text{ KW}$
Microcentrais	$10 \text{ KW} \leq P \leq 100 \text{ KW}$
Minicentrais	$100 \text{ KW} \leq P \leq 1.000 \text{ KW}$
Pequenas centrais	$1.000 \text{ KW} \leq P \leq 10.000 \text{ KW}$
Médias centrais	$10.000 \text{ KW} \leq P \leq 100.000 \text{ KW}$
Grandes centrais	$P \geq 100.000 \text{ KW}$

Tomando em conta a classificação, no projeto desenvolvido, trabalhou-se com um minicentral hidrelétrica.

JUSTIFICATIVA

A proposta de montagem de uma bancada para ensaios de turbinas hidráulicas foi desenvolvida no contexto do projeto Inovatrans, onde a instalação de uma bancada surgiu depois de se precisar de um aprimoramento tecnológico da turbina Indalma, que é uma turbina desenvolvida artesanalmente na região do Pará e cujo objetivo foi atender à população da Amazônia e fornecer energia elétrica neste local. Seguindo o projeto Inovatrans, um dos objetivos é pesquisar equipamentos eletrônicos que sirvam para interligações de pico, micro e minicentrais hidrelétricas, e permita a geração de energia elétrica sem custos na transmissão e distribuição, aproveitando os recursos naturais disponíveis.

A presente pesquisa delimitou a sua aplicação na região Amazônica, onde existem problemas com a distribuição de energia elétrica. Assim sendo, devido à sua demografia acidentada e ao fato das moradias serem esparsas, estão sendo instaladas centrais hidrelétricas com

capacidade de até centenas de quilowatts para suprir a necessidade de energia nesta região. Em se tratando de Micro Central Hidrelétrica, Mini Central Hidrelétrica e Pico Central Hidrelétrica, implantadas nessa região, onde a predominância é de rios e de planícies, seus componentes devem se adequar à topografia pouco acidentada, às grandes dimensões e às grandes vazões normalmente encontradas nestes rios. Isso dificulta a viabilidade técnica e econômica de centrais hidrelétricas, principalmente as de pequeno porte.

Entretanto, em aproveitamentos hidrelétricos localizados em regiões próximas às nascentes dos rios, onde o terreno mostra-se mais acidentado, a implantação de μ CH e mCH mostra-se mais promissora, uma vez que, nesses locais, o custo de implantação das centrais tende a decrescer e a melhorar a viabilidade técnica.

Em ambas as situações descritas, apesar da disponibilidade hídrica da região ser enorme, a implantação de μ CH e mCH hidrelétricas na região Amazônica é muito pequena. A dificuldade da disseminação dessa tecnologia na região tem esbarrado nos custos que envolvem a implantação em um terreno muitas vezes com uma topografia bastante desfavorável. Portanto, o desafio é desenvolver tecnologias adequadas à região [5].

O trabalho desenvolvido foi focado em CGH. Sendo assim, o presente projeto não irá se concentrar somente em microcentrais hidrelétricas, mas, sim, em um longo trecho abrangendo picocentrais hidrelétricas e minicentrais hidrelétricas, fazendo uso da instrumentação montada na bancada para as CGH.

OBJETIVO GERAL

Desenvolver e implementar a instrumentação numa bancada para ensaios de microcentrais hidrelétricas, para avaliar, experimentalmente, os modelos das turbinas hidráulicas Indalma e, desse forma, caracterizar os limites de funcionamento, obter o modelo da turbina hidráulica Indalma e estratégia de controle.

Objetivos específicos

- Desenvolver o *hardware* e *software* de instrumentação eletrônica da bancada.
- Levantar o modelo matemático da bancada e turbina em teste que representem a dinâmica do sistema.

- Desenvolver estratégias de controle para a turbina hidráulica que permitam a manipulação do sistema de forma adequada.

METODOLOGIA

Com o fim de construir a bancada de ensaios para turbinas hidráulicas e desenvolver a modelagem e o controle da turbina hidráulica Indalma, propõem-se os seguintes passos:

- Revisar bibliografia de Centrais Hidrelétricas, turbinas e instrumentação de bancadas para ensaios.
- Revisar os projetos que já foram feitos sobre montagem de bancada de ensaios para turbinas hidráulicas.
- Estabelecer e planejar o projeto da montagem da bancada no laboratório de termos fluidos da Universidade de Brasília, *campus* Gama.
- Implementar os subsistemas que fazem parte da bancada, testá-los e calibrá-los, separadamente.
- Testar os instrumentos de medida, separadamente.
- Instalar os instrumentos na bancada e fazer o ensaio da turbina Indalma para levantar seu modelo dinâmico.

ESTRUTURA DO DOCUMENTO

Os quatro capítulos deste trabalho foram organizados para efetuar uma explicação progressiva da execução de cada um dos passos necessários para obter cada um dos objetivos propostos. A introdução apresenta a justificativa do trabalho seguido pelos objetivos e metodologia.

O Capítulo 1 apresenta uma revisão da literatura e dos conceitos de central hidrelétrica, microcentrais e picocentrais, assim como as turbinas normalmente usadas em microcentrais.

O capítulo também aborda as estratégias de controle de velocidade e a frequência normalmente usadas. O Capítulo 2 apresenta os diversos métodos para ensaiar turbinas hidráulicas junto com os equipamentos para medir potência, vazão e pressão. O capítulo ainda apresenta a bancada desenvolvida e montada no laboratório da Universidade de Brasília,

campus Gama. No Capítulo 3, são apresentados a instrumentação eletrônica desenvolvida para a bancada e o sistema de aquisição de dados e o princípio de instrumentação. No Capítulo 4, serão mostradas a modelagem e a proposta de controle da turbina Indalma. A conclusão e os trabalhos futuros são seguidos pelas referências bibliográficas.

1 CENTRAL HIDRELÉTRICA

A usina hidrelétrica é uma instalação onde a barragem, componente da usina, represa as águas de um rio formando um reservatório. A energia potencial (relacionada à altura), que é a energia existente entre o nível do reservatório antes da barragem e o nível do rio após a barragem, transforma-se em energia cinética (associada com o movimento), conduzida por meio de tubulações até um motor hidráulico chamado Turbina Hidráulica.

A turbina, que está ligada por um eixo a um gerador de energia elétrica, composto de um rotor, gira no interior de uma bobina provocando o aparecimento de uma corrente elétrica.

No gerador, ocorre a transformação de energia cinética, ou energia mecânica, em energia elétrica. Esta energia vai para uma subestação, de onde é transmitida para os centros de consumo.

A central hidrelétrica compõe-se por:

- Reservatório: formado quando a água do rio é represada pela barragem.
- Barragem: uma estrutura construída no leito de um rio, permitindo a acumulação de água do rio. Esta construção pode ser feita de terra ou concreto.
- Vertedouro: permite o controle de nível de água do reservatório, principalmente no período de chuvas, já que tem a função de deixar sair o excesso de água.
- Tomada de água: estrutura que permite o controle, regularização, derivação e a condução da água do reservatório para adução das turbinas.
- Conduto forçado: é a canalização que conduz a água, **sob** pressão, para as turbinas. Podem ser externos ou subterrâneos.
- Casa de força: local onde se opera a usina. Aqui são concentrados os equipamentos eletromecânicos responsáveis pela transformação de energia.
- Canal de fuga: O canal de fuga, a jusante do tubo de sucção entre a casa de força e o rio, é o canal através do qual a vazão turbinada é restituída ao rio.

- Subestação: é um conjunto de equipamentos para transmissão e distribuição, que recebe a energia elétrica gerada na usina, além de ter dispositivos de proteção capazes de detectar os diferentes tipos de falhas que ocorrem no sistema e de isolar as partes onde estas falhas ocorrem. É aqui onde a energia elétrica é transformada em alta tensão, para que possa ser transportada pelas linhas de transmissão a grandes distâncias.
- Turbina: é uma máquina hidráulica que aproveita a energia da água para que, através de um gerador, converta a energia mecânica em energia elétrica.
- Gerador: está acoplado à turbina. A energia mecânica no eixo da turbina é transformada em energia elétrica pelo gerador.

A figura 1 apresenta os diversos componentes de uma central hidrelétrica.

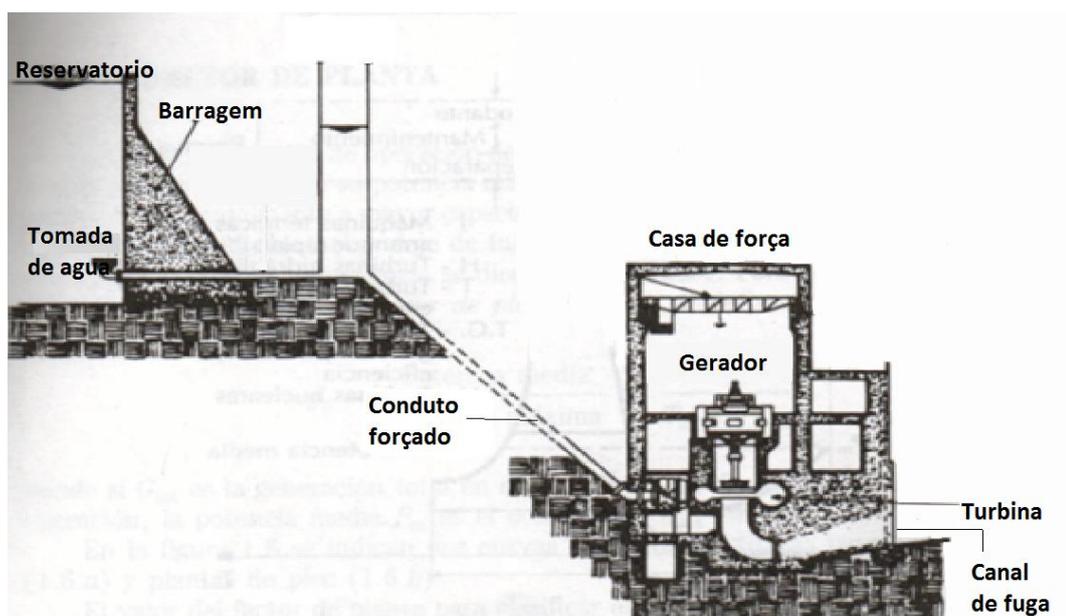


Figura 1. Representação de uma pico central hidrelétrica.

Fonte: Gardea, V. H. (1992)

Nas picocentrals e microcentrais hidrelétricas é comum não ter reservatório, pois pode se aproveitar um desnível ou queda natural do rio. Tampouco não precisa de subestação para despachar a energia na rede de transmissão. Dessa maneira, as microcentrais ou picocentrals

se limitam com a tomada da água, conduto forçado, casa de força, canal de fuga, casa de máquina, turbina e gerador.

1.1 Turbinas hidráulicas

A turbina hidráulica tem um longo período de desenvolvimento. A sua forma mais antiga e mais simples é a roda d'água, usada pela primeira vez na Grécia antiga, e mais tarde adotada pela Europa medieval para a moagem de grãos. Um engenheiro francês, Benoit Fourneyron, desenvolveu a primeira turbina hidráulica com sucesso comercial em 1830. Mais tarde, Fourneyron construiu turbinas para fins industriais que alcançaram uma velocidade de 2300 rotações/min desenvolvendo aproximadamente 50 Kw com uma eficiência de 80%. [4]. O engenheiro norte-americano James B. Francis projetou a primeira turbina radial, tornando-se amplamente utilizada, dando excelentes resultados. A trajetória do fluxo é essencialmente de uma direção radial para uma direção axial.

A roda da turbina Pelton, nomeada após seu inventor Lester A. Pelton, é uma turbina de impulso em que a água é conduzida, sob pressão elevada, por um conduto até a turbina onde se expande completamente até a pressão atmosférica. Os impactos da queda da água sobre as pás da turbina produzem o torque necessário e a potência de saída.

A crescente necessidade de mais potência, nos primeiros anos do século XX, também levou à invenção de uma turbina adequada para pequenas quedas de água, na ordem de 3 a 9 m, em áreas ribeirinhas, onde a barragem poderia ser construída. Em 1913, Kaplan revelou sua ideia de turbina, com uma hélice, do tipo que é usado em um navio, mas em sentido inverso. Depois Kaplan aperfeiçoou sua turbina por meio de pás giratórias, melhorando, assim, a eficiência da turbina adaptada ao caudal disponível e a altura [4].

As turbinas hidráulicas são máquinas motrizes que transformam a energia hidráulica em energia mecânica, resultado no torque com o qual o eixo da máquina gira. Elas estão compostas por um rotor inserido em uma câmara que recebe e orienta o fluxo d'água. Essa câmara pode ser aberta, em forma de caixa; ou fechada, em forma de tubulações (concepção já em desuso); ou em uma espiral.

O rotor, que é uma das partes móveis da turbina, é constituído por um conjunto de pás, fixas ou não. O eixo do rotor é acoplado a um sistema de controle do regulador de velocidade. Este

sistema de controle, por sua vez, atua no sistema de distribuição do fluxo d'água, instalado na entrada do rotor, denominado de distribuidor. O rotor recebe o fluxo, transforma a energia hidráulica disponível em energia mecânica, traduzida pelo torque no eixo. A água, após passar pelo rotor, é direcionada pelo tubo de sucção para o canal de restituição, localizado sob o piso da casa de máquinas.

O torque do rotor, transmitido ao seu eixo, é utilizado para acionar o rotor do gerador elétrico. Esse, por sua vez, cria um campo magnético no interior das bobinas do estator, que transforma o torque mecânico em energia elétrica. [4]

1.2 Classificação das turbinas

As turbinas podem ser classificadas em turbinas de reação e de ação. Nas turbinas de reação, a água deixa o distribuidor com certa pressão, que diminui à medida que a água flui através das pás do impulsor, de modo que, na saída, a pressão pode ser zero ou mesmo negativa; nestas turbinas hidráulicas, a água circula a pressão no distribuidor e no impulsor, portanto, a energia potencial do salto, por um lado, se transforma em energia cinética e o outro, em energia de pressão.

Nas turbinas de ação, a água sai do distribuidor e atinge o impulsor com a mesma pressão. Em tais turbinas, toda a energia potencial do salto é transmitida ao impulsor em forma de energia cinética.

Existem outras variações de turbinas, como: tubular, bulbo, straflo, sifão, Kaplan S, Propeller e a de fluxo livre, denominada de hidrocínética. Na verdade, essas são turbinas dotadas de um rotor hélice ou Kaplan. [5]

Tabela 2. Classificação das turbinas quanto à trajetória da água no rotor.
 Fonte: Barreto, E. Tiago Filho.

Classificação	Trajetoária da água	Turbina
Radial	Quando o fluxo d'água que passa pelas pás do rotor se efetua na direção radial	Francis
Axial	Quando o fluxo d'água que passa pelas pás do rotor toma a direção do eixo da máquina	Hélice, Kaplan
Tangencial	Quando a água incide nas pás na direção tangência ao rotor	Pelton

Tabela 3. Classificação quanto à forma de transformação da energia.
 Fonte: Barreto, E. Tiago Filho.

Tipo da turbina	Nqa mínimo	Nqa Máximo
Impulso ou de ação	Quando a turbina aproveita a energia cinética de um jato d'água incidindo sobre as pás e a transformação se dá à pressão constante	Pelton
Reação	Quando a turbina aproveita a energia cinética de um jato d'água incidindo sobre as pás e a transformação se dá à pressão constante	Hélice, Kaplan e Francis

1.3 Tipos de turbina

Existe uma grande variedade de turbinas hidráulicas que são usadas para grandes centrais hidrelétricas como para CGH, onde todos os tipos de turbina têm um funcionamento comum: a água entra pela tomada de água da usina e é levada através de um conduto forçado até a entrada da turbina. A seção a seguir descreverá os principais tipos de turbina usados nas CGH.

1.3.1 Turbina Francis

A turbina Francis é caracterizada por um rotor de pás fixas que recebe o fluxo, na direção radial, e o orienta na direção axial para o tubo de sucção, transformando a energia hidráulica disponível em energia mecânica, traduzida pelo torque no eixo [5].

Ela é classificada em função da relação entre os diâmetros de entrada e saída. Diz-se que o rotor é do tipo:

1. Francis lenta, quando o diâmetro de entrada é maior que o de saída;

2. Francis normal, quando o diâmetro de entrada é igual ao de saída;
3. Francis rápida, quando o diâmetro de entrada é menor que o de saída.

O tipo do rotor varia de acordo com a relação queda e vazão. Quanto maior for a queda e menor for a vazão, mais lento será o rotor. Por outro lado, quanto menor for a queda e maior for a vazão, mais rápido será o rotor.



Figura 2. Turbina Francis.
Fonte: www.cerpch.unifei.edu.br

1.3.2 Turbina Hélices

A necessidade de obtenção de turbinas com velocidades consideráveis em baixas quedas e grandes descargas, que não é viável com as turbinas Francis, deu origem, em 1980, às turbinas Hélices, ou Propeller.

As turbinas axiais são constituídas, basicamente, por um rotor em forma de hélice que, conforme o caso, pode ter pás fixas (turbinas hélices) ou pás móveis, ajustáveis (turbinas Kaplan). A característica principal dessa máquina é que o fluxo d'água entra no rotor na direção axial e este o orienta também na direção axial para o tubo de sucção [5].

1.3.3 Turbinas Kaplan

O engenheiro Victor Kaplan, em 1912, concebeu um novo tipo de turbina axial a hélice, com a possibilidade de variar o passo das pás, isto é, uma hélice de pás variáveis. [6]

A turbina, com rotor Kaplan, tem suas pás móveis associadas a um sistema de controle que as ajusta, variando o ângulo de ataque, de forma a adequá-las ao ponto de operação do grupo gerador.

Para as turbinas axiais, Kaplan e hélice, existem outras variedades construtivas com eixo horizontal, cujo escoamento do fluxo d'água se dá na direção axial, tais como a bulbo, Kaplan "S", sifão e straflo.



Figura 3. Turbina Kaplan

1.3.4 Turbina Pelton

A máquina Pelton é uma turbina do tipo de ação e é constituída por um rotor onde são fixadas conchas duplas com aresta diametral sobre a qual incide o jato d'água, produzindo um desvio simétrico na direção axial, buscando o equilíbrio dinâmico de forma a eliminar os esforços axiais. Dependendo da potência da turbina, são utilizados um ou mais injetores distribuídos uniformemente na periferia do rotor.

Os injetores possuem válvulas com agulhas controladas pelo regulador de velocidade que regulam a vazão da água que impulsiona o rotor e, conseqüentemente, controlam a potência produzida pela turbina com o mínimo de variação da frequência.



Figura 4. Turbina Pelton

1.3.5 Turbinas não convencionais BFT

Além das turbinas descritas no item anterior, existem vários outros tipos de turbinas consideradas como não convencionais que são muito utilizadas nas pequenas instalações. Há alguns tipos que são muito conhecidos no Brasil; outros, com tecnologia bastante rústica que são muito empregados em regiões remotas, inclusive na Amazônia Legal. Entretanto, há outros tipos que, embora sejam muito empregados em instalações em outros países, ainda não foram ou são muito pouco utilizados no Brasil. Uma dessas opções é usar uma bomba com turbina (BFT). Esta opção consiste em utilizar uma bomba e recalque de água operando de forma inversa, ou seja, submetendo-a a uma pressão hidráulica na seção de recalque da caixa espiral, fazendo com que a água entre pelo lado de recalque e saia pelo lado de sucção. Desta forma, a bomba passa a se comportar como uma turbina.

Como vantagem desse tipo de solução, pode-se citar o baixo custo, a robustez, a facilidade com que a bomba é encontrada e o curto prazo de entrega, já que na maior parte dos casos este é um equipamento “de prateleira”, ou seja, de entrega imediata pelo fabricante ou revendedores.

Como desvantagem, é o fato dela não possuir distribuidor, o que dificulta a regulação de velocidade que só poderá ser feita via válvula de entrada, opção menos eficiente; ou fazer regulagem de velocidade através de reguladores eletrônicos com carga de lastro [5].

A Figura 5 apresenta o aspecto de um grupo gerador com BFT instalado na μ CH Fazenda Boa

Esperança, em Delfim Moreira, MG. [5]



Figura 5. Grupo gerador como BFT.

Fonte: Barreto. E. Tiago Filho.

Fazendo uma comparação entre os aspectos hidráulicos que constituem as turbinas e as bombas, percebe-se que estes equipamentos são bastante semelhantes, desempenhando, porém, processos opostos. Estudos feitos por pesquisadores passaram a estudar a utilização de bombas funcionando como turbinas, para a substituição de turbinas convencionais. Existem pesquisas feitas por Mohd AzlanIsmail et all demonstrando que, além dos aspectos técnicos, por serem construções simples e de fácil acesso à tecnologia, têm benefícios econômicos, já que o alto custo dos grupos geradores recai principalmente sobre a turbina hidráulica [8].

1.3.6 Turbina Michell Banki

A turbina Michell Banki é de impulso, de fluxo cruzado, dotada de uma pá diretriz e um rotor em forma de cilindro, formado por pás curvas fixadas em dois discos laterais acoplados a um eixo passante, apoiado em mancais instalados na carcaça. O fluxo d'água, oriundo da tubulação de adução, é direcionado ao rotor por intermédio de uma pá diretriz e a água, após passar duas vezes pelas pás do rotor, escoar para um canal de fuga.

Essa turbina é utilizada para pequenos aproveitamentos hídricos em quedas de 1,5 a 80m e potências de até 2000 kW. Por ser uma turbina de ação ou de impulso apresenta ampla faixa de operação, com cargas variando de 20 a 100% da potência máxima, operando com altos rendimentos [5].



Figura 6. Turbina Michell Banki.
Fonte: turbinasayala.blogspot.com.br

1.4 Turbina hidráulica Indalma

Existem vários outros tipos de turbinas consideradas como não convencionais e que são muito utilizadas nas pequenas instalações. Exemplo de isto é a turbina Indalma, turbina que foi usada no desenvolvimento deste trabalho.

Trata-se de uma turbina desenvolvida empiricamente a partir de uma turbina Francis. Esta turbina pode ser classificada como intermediária entre a centrípeta e a axial. A caixa espiral possui seção triangular e não possui sistema de regulação de descarga com pás diretrizes. Na entrada da turbina, há uma válvula borboleta para abrir ou fechar o provimento de água e ela não tem outros sistemas de controle de vazão. Esta turbina é rústica, desenvolvida empiricamente, mas que tem sido empregada com razoável êxito por seu fabricante, em diversas CGH construídas na parte oriental da Amazônia.

A turbina Indalma pode ser construída com diâmetro de entrada e de saída de fluxo de quatro até 25 polegadas. Esta turbina é dotada de uma caixa espiral de seção transversal triangular. A água é aduzida a um rotor composto por duas seções distintas. Na primeira, o rotor tem suas pás de seção constantes curvadas e instaladas na direção radial. Ao alcançar o centro do rotor,

a água é levada à segunda seção, com as pás instaladas longitudinalmente ao eixo, onde, conseqüentemente, ocorre o escoamento axial. A Figura 7 mostra o rotor da turbina e a caixa espiral. A Figura 8 mostra a vista isométrica e frontal da turbina.

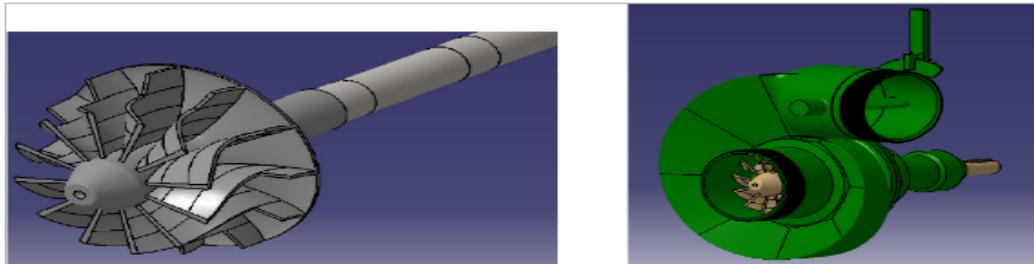
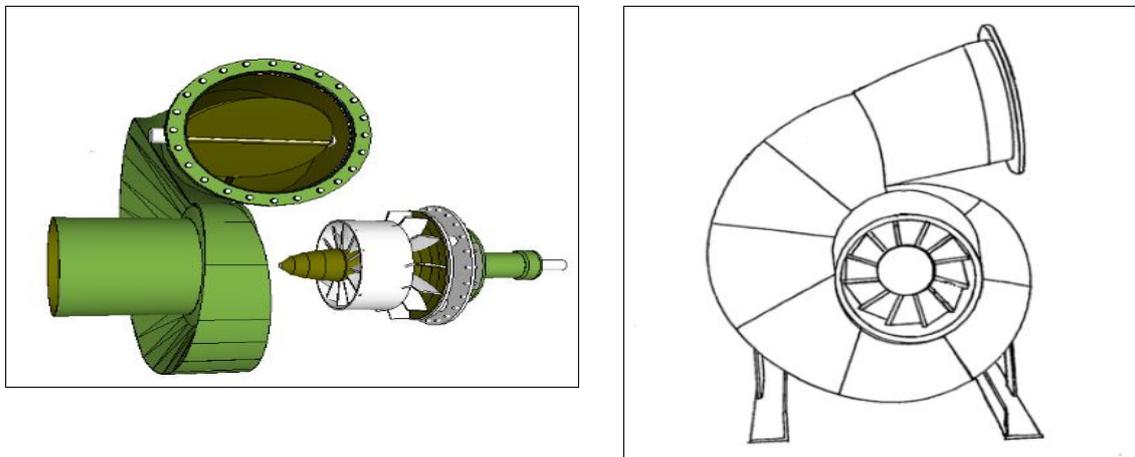


Figura 7. Rotor e turbina Indalma



a) Vista isométrica da turbina Indalma em 3D b) Vista Frontal da Turbina Indalma

Figura 8. Geometria básica da Turbina Indalma.
Fonte: Acervo projeto Inovatrans

O fato da turbina não dispor de pás diretrizes, faz com que ele seja mais robusto, pois não tem peças móveis para regular a entrada de água e controlar a potência. Por outro lado, há a inconveniência de não ter um sistema de controle da vazão. Existe a necessidade de elaborar outras estratégias de controle para aproveitar todo o potencial da turbina Indalma.

Tem-se uma avaliação experimental de uma turbina Indalma, 6 polegadas, no laboratório de hidráulica e hidrológica da Faculdade de Tecnologia da Universidade Anton de Kom, em Suriname, com um freio de Prony, medindo torque e rpm. Vários testes foram realizados aferindo dados de vazão, torque e rpm e o resultado mostrou que a velocidade da turbina sem

carga foi de quase 1300 rpm, com uma vazão de 10 l/s. A turbina produziu uma potência máxima de 3367 W, com uma velocidade no eixo de 696 rpm e vazão de 40 l/s. A montagem da bancada mostrou ser adequada, mas ainda tem que fazer melhoras na instrumentação [7].

1.5 Estratégia de controle de frequência e tensão de CGH

Podem-se empregar diversas estratégias para controlar o funcionamento das Centrais Geradoras Hidrelétricas. Essas estratégias têm que levar em condição a viabilidade econômica e técnica. O presente item tratará de duas estratégias: estratégia de controle simplificado fazendo uso de um controlador e estratégia de controle simplificado que não faz uso de um controlador.

1.5.1 Método 1: Estratégia de controle simplificado fazendo uso de um controlador

Todas as grandes centrais hidrelétricas fazem uso de um sistema de controle automático para regular a vazão no distribuidor. O custo do sistema de controle é muito pequeno comparado com o custo de instalação da central hidrelétrica.

Nas CGH isso é bem diferente, pois o custo do sistema de controle, em alguns casos, pode ser maior que o custo do equipamento.

Nas micro, mini e picocentrais hidrelétricas é comumente usado um gerador síncrono acoplado à turbina hidráulica. Entretanto, há opções de se usar um gerador assíncrono, ou um motor de indução funcionando como gerador assíncrono. A vantagem dessa abordagem é o custo menor do motor de indução funcionando como gerador assíncrono, comparado com o gerador síncrono [8].

Um sistema de controle de baixo custo para as micro e picocentrais hidrelétricas é o controlador eletrônico de carga, ou em inglês, ELC (Electronic Load Controller), que é um dispositivo eletrônico que mantém a carga elétrica constante no gerador independentemente das mudanças de carga provocadas pelo usuário. Isso permite o uso da turbina sem dispositivos de regulação de vazão e de controle do controlador do sistema.

O fluxo, através da turbina, é constante e o controlador de carga faz que o gerador assegure a carga elétrica constante. Então, a potência de saída da turbina é constante, fazendo com que a sua velocidade também seja constante [9].

Tomando-se como exemplo uma planta operando em plena carga e governada pelo controlador de carga e usando uma turbina que não tem regulação da válvula de fluxo, se o consumidor desligar algum dos aparelhos, poderá acontecer os seguintes eventos: a energia elétrica vai ser menos utilizada, enquanto a mesma quantidade de água vai ser mantida na planta. Dessa maneira:

- A velocidade e a frequência da turbina e do gerador vão começar a aumentar.
- A carga é detectada pelo controlador de carga.
- O controlador de carga adiciona uma carga de lastre na saída do gerador para dissipar a potência equivalente ao dos aparelhos desligados.

No entanto, apesar das alterações da carga feitas pelo consumidor, a carga total do gerador permanece constante e o fluxo da turbina é estabelecido num nível constante.

A turbina é uma máquina muito receptiva, que é capaz de acelerar de uma condição de subvelocidade para uma velocidade excessiva em torno de um segundo. Como resultado, a máquina pode correr a uma velocidade alta e pode causar estragos se, por exemplo, a carga é desligada, os enrolamentos no rotor do gerador síncrono podem ser tirados da posição pela força centrípeta que acontece quando as velocidades são excessivas.

As turbinas tem uma curva de potência parabólica entre a potência em função da velocidade (em rpm) e para ter o máximo de aproveitamento da energia, as turbinas são trabalhadas no ponto de operação com carga máxima e o sistema ELC. A Figura 9 mostra uma curva de potência parabólica de uma micro turbina que mostra o ponto de operação ótimo em aproximadamente 780 rpm.

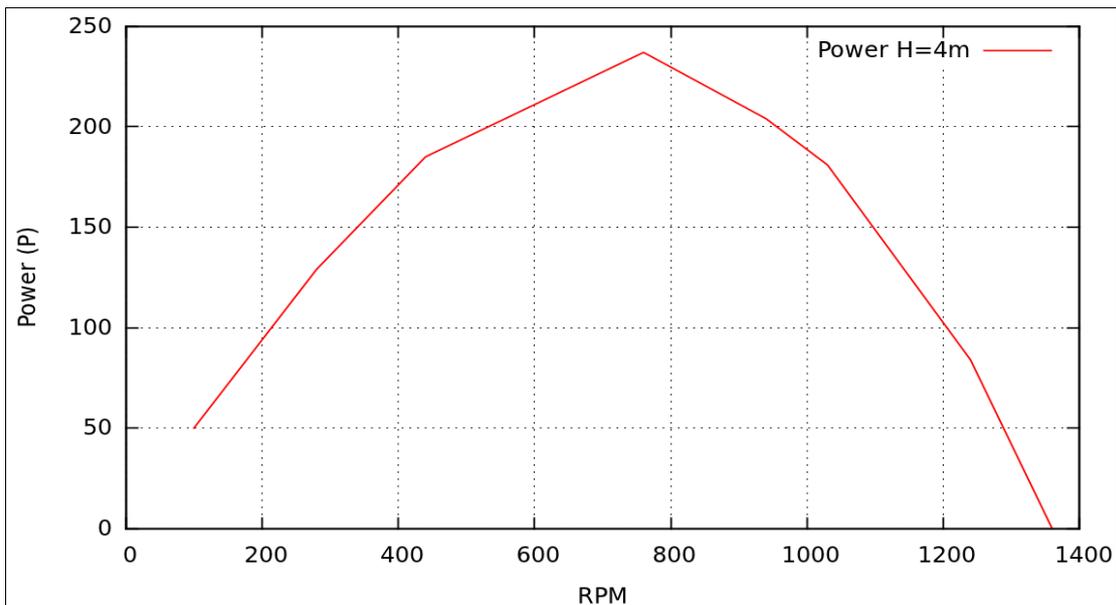


Figura 9. Curva de operação de turbina hidráulica

A turbina é operada nesse ponto e o ELC controla a carga por meio do sistema de malha fechada.

Um sistema é de malha aberta quando utiliza um dispositivo de atuação para controlar o processo sem usar a medição de sua saída controlada. O sistema em malha fechada usa a medida de sua saída para compará-la à saída desejada, controlando o sistema por meio de um atuador. O atuador é o dispositivo que fornece potência motriz ao processo [9]. A figura 10 apresenta o esquema de um sistema de malha aberta.

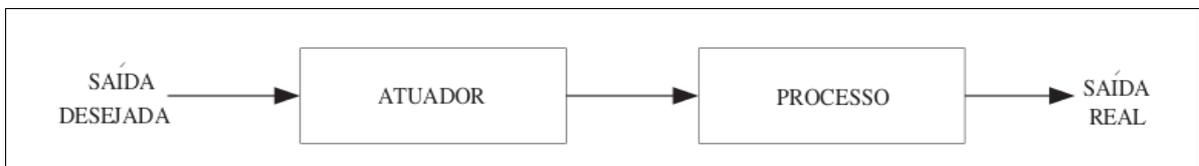


Figura 10. Esquema de um sistema em malha aberta.

O sistema de controle com carga de lastro é um sistema em malha fechada, como mostrado na Figura 10.

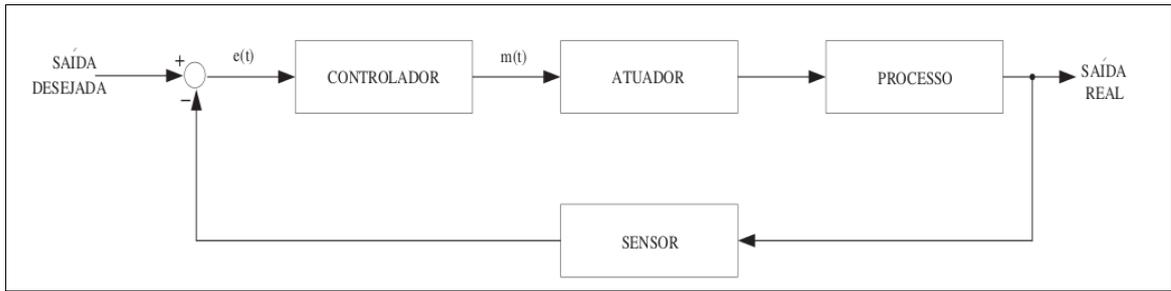


Figura 11. Esquema de um sistema em malha fechada

A figura 11 mostra o mecanismo de controle da picocentral ligada a uma carga, onde a variável a controlar vai ser a tensão. A turbina vai ter como saída o torque e o rpm, os quais são as entradas do gerador; este grupo gerador vai ser ligado com uma carga, onde sua entrada vai ser uma potência originada pelo gerador, e onde a saída vai ser a tensão. Porém, como a carga pode variar, para evitar estragar o gerador e o seu enrolamento pela sobrecarga, uma carga lastro é acomodada e tem como função colocar carga proporcional a uma entrada que é dada. Neste caso, a quantidade de tensão que está sendo necessária a mais pelo usuário ou a carga a menos que esteja sendo usada, fazendo assim, que a carga lastre seja uma carga variável. Para conhecer a carga que deve ser usada em X, onde $X = V_{ref} - V_s$. O X pode ser um sinal qualquer.

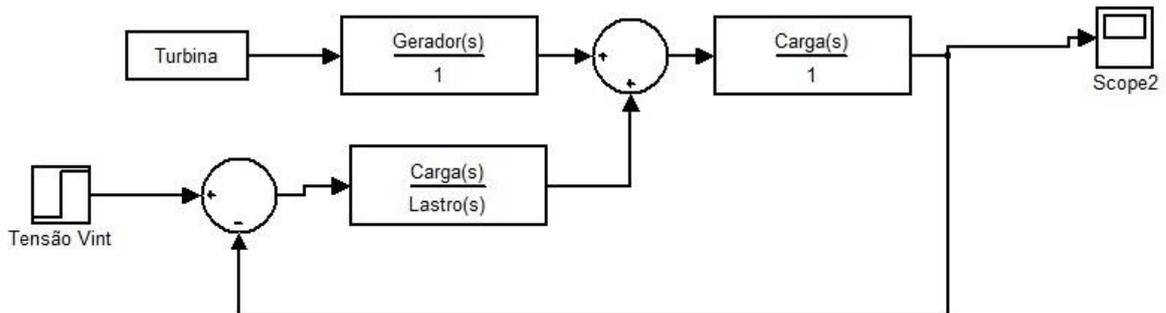


Figura 12. Diagrama de controle do sistema

1.5.2 Método 2: Estratégia de controle simplificado que não faz uso de um controlador

No capítulo 1.5.1, falou-se do mecanismo de controle de uma microcentral hidrelétrica, onde é usada uma carga lastro variável. Outra estratégia é usar uma porcentagem da faixa de curva da turbina.

Nessa estratégia, a turbina não é operada no ponto máximo de operação, sendo trabalhada só com uma porcentagem de 75% da faixa da curva de operação da turbina, colocando a turbina com sua carga máxima, sendo o sistema controlado em malha aberta.

Para fazer a instalação da turbina numa micro e pico usina hidrelétrica, precisa-se de um sistema de acionamento a fim de transmitir a potência fornecida pela turbina ao gerador com uma velocidade certa e, ainda, na direção correta. Este sistema de acionamento consiste no eixo da turbina, no eixo do gerador, rolamentos de apoio do acople do gerador e da turbina, nos eixos das polias e nas correias [10].

Existem vários tipos de acoples para a turbina-gerador, mas o mais comumente usado é o sistema de acionamento por correias de acunhamento, onde os eixos da turbina e o gerador estão em paralelo e as polias em linha, isto permite que a turbina e o gerador possam se movimentar com velocidades diferentes.

Na turbina, acopla-se uma polia, com uma ligação fixa, ao eixo da turbina, Assim, a polia de transmissão será ligada à correia no gerador, como mostra a figura 13. O gerador é síncrono, com rotação fixa.

O eixo da turbina é aquele que fornece energia mecânica à máquina pela aplicação do torque e pela rotação e faz com que o rotor do gerador gire com velocidade constante, para converter em energia elétrica. O gerador, que trabalha a 1800 rpm para gerar uma frequência de 60 Hz, por ser uma máquina síncrona e estar ligada à rede que trabalha com esta frequência, gera uma energia trifásica. A rotação do gerador é estabelecida à velocidade de 1800 rpm, porque é preciso uma transmissão de potência igual ou próxima da rotação da turbina. Para isso, escolhe-se um gerador de quatro pólos, onde o motor primário, que oferece energia mecânica no eixo do rotor do gerador para se transformar em energia elétrica, deve rodar a 1800 rpm. A rotação vai depender da carga.

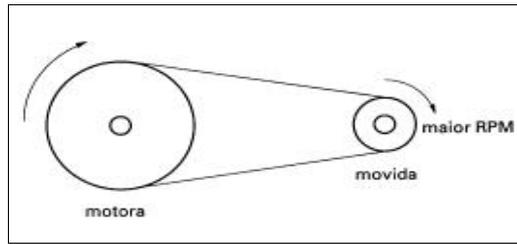


Figura 13. Acoplamento das polias entre o gerador e a turbina.

Partindo do princípio que o gerador vai ser ligado no ponto de máxima potência, e para não estragar o gerador se ficar sem carga, a relação de transmissão vai ser:

$$\frac{n1}{D2} = \frac{n2}{D1} \quad (1.1)$$

onde:

$n1$ = rpm da turbina

$n2$ = rpm do gerador

$D1$ = diâmetro da turbina

$D2$ = diâmetro do gerador

Por exemplo, faz-se um acoplamento de 500 rpm para 1800 rpm e liga-se o gerador no máximo de 250 W, ele vai girar a 1800 rpm. Contudo, se em vez de uma carga de 250 W, liga-se a uma carga de 125 W, o que pode acontecer é que a frequência vai subir até 1180 rpm e o gerador irá para 2730 rpm.

Se a carga for desligada, ou seja, se o gerador for para 0W, a turbina ficará em 1360 rpm e a tensão no gerador irá para 2910 rpm, o que causará estrago do gerador; devido a ele trabalhar com uma variação da água na entrada máxima e mínima de 20 %.

Este capítulo apresentou a revisão bibliográfica sobre centrais hidrelétricas, com a descrição de todos seus componentes. A principal peça da central é a turbina, que transforma a energia hidráulica em energia mecânica. As turbinas podem ser classificadas em turbinas de reação e de ação. Estas turbinas podem ser usadas tanto em grandes centrais como em pequenas centrais hidrelétricas, onde é comum usar turbinas de tipo não convencionais, tais como BFT, Michell Banki e, atualmente, a turbina Indalma, considerada entre turbina centrípeta e axial.

A turbina é uma máquina muito receptiva e é capaz de acelerar desde uma velocidade pequena a uma velocidade maior, em segundos. Aqui, há importância de uma estratégia de controle para centrais hidrelétricas, como é o controle simplificado fazendo uso de um controlador de baixo custo, como é controlador eletrônico de carga ELC, permitindo o uso da turbina sem dispositivos de regulação de vazão e de controle. Além deste mecanismo, existe outro que não faz uso de controlador, pois usa 75% da faixa da curva de operação da turbina.

2. ENSAIO DE TURBINAS HIDRÁULICAS

Para saber o comportamento de uma turbina hidráulica e suas condições de funcionamento é preciso medir as grandezas, as quais podem ser realizadas em laboratórios de ensaio de turbinas.

As normas brasileiras da Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) têm como base o International Field Code for Hydraulic Turbines (F.T.C.) e o International Code for model acceptance tests of hydraulic turbines, da International Electrotechnical Commission (I.E.C.), que dizem respeito ao assunto são [6]:

- NBR 1159 – Sistema de regulação de turbinas hidráulicas – Ensaio, (ABNT, 1988);
- NBR 228 – Turbinas Hidráulicas – Ensaio de campo, (ABNT, 1990);
- NBR 12591 – Dimensões principais de turbinas hidráulicas para pequenas centrais hidrelétricas (PCH), (ABNT, 1992);

Duas hipóteses podem ser distinguidas na consideração dos ensaios das turbinas:

- a) As turbinas são de pequena capacidade, compatíveis com os recursos de que dispõe o laboratório de ensaios. É evidente que neste caso as turbinas podem ser ensaiadas diretamente.
- b) A capacidade e, portanto, as dimensões da turbina não permitem que possa ser ensaiada no laboratório. Então, recorre-se aos ensaios com o modelo reduzido da turbina no laboratório, além do ensaio de recepção da própria turbina após haver sido instalada na usina.

Para que tudo isso seja possível, o laboratório deve possuir no mínimo os seguintes equipamentos, instrumentos e instalações complementares para as diversas medições que se fazem necessárias.

- a) Tubo - bombas de característica compatíveis com as das turbinas a ensaiar, para bombearem a água que abastecerá as turbinas, formando um circuito fechado com aproveitamento integral da água.
- b) Freios dinamômetros para medição da potência.

- c) Sensores para medir diversas faixas de pressão.
- d) Sensores para torque e rpm.
- e) Vertedores, placas de orifício para medição de descarga.
- f) Reservatórios de nível constante e de pressurização.

2.1. Medição

A medição, para saber as grandezas características da turbina, pode ser feita através de medição indireta ou direta.

Não é sempre possível fazer uma medição direta porque o valor a ser medido é muito grande ou muito pequeno, e depende de obstáculos de outra natureza. As magnitudes podem ser obtidas por meio do cálculo de uma outra magnitude ou magnitudes diretamente medidas.

No caso de medição indireta de vazão, por exemplo, tem-se o método de pressão por tempo, comumente chamado método de Gibson, que é o mais usado nas usinas hidroelétricas. Esse consiste na medição da taxa de vazão, medida pela integração da diferença de pressão entre duas secções transversais da tubulação durante o fechamento rápido.

A medição direta numa turbina hidráulica é feita diretamente na máquina. A turbina é posta a funcionar e são medidas certas grandezas que, complementadas com outras, permitem calcular as condições de funcionamento e comportamento da unidade, além de levantar os valores de potência e do rendimento e traçar as curvas características da máquina.

2.1.1 Medição de potência hidráulica em turbinas hidráulicas

Sabe-se que a queda hidráulica representa a energia cedida pela unidade de peso do líquido em escoamento entre duas posições. Assim, a potência P em Kgf/s será obtida multiplicando o peso YQ , em Kgf, escoado na unidade de tempo, pela queda expressa em metros. [6]

Existindo diferentes designações para as quedas, haverá para as potências qualificativas similares. Tem-se, então: potência absorvida pela turbina, chamada também potência disponível nominal ou ainda potência hidráulica. É a potência correspondente à descarga Q sob a queda efetiva nominal H_n .

$$P_d = \Gamma Q H_n \times 0.0098 \text{ (kW)} \quad (2.1)$$

ou

$$P_d = 9.8 Q H_n \text{ (kW)} \quad (2.2)$$

Sendo

γ = peso específico, em Kgf/

Q = descarga, em s

H_n = queda disponível ou efetiva nominal, em m.

A potência motriz P_m é a parcela da potência P_d que é cedida ao receptor da turbina para fazê-lo girar.

A potência efetiva ou total é a fornecida pelo eixo da turbina (*output*) ao gerador numa dada situação. É designada por P_t e, em geral, pela letra N, quando expressa em cv.

Potência nominal, ou potência efetiva nominal P_n , ou potência útil normal, ou ainda *garantem output*, é a potência efetiva da turbina, isto é, a potência que a mesma fornece sob a queda

nominal H_n e a rotação nominal n_n , para as quais a turbina foi encomendada e com a qual o rendimento previsto é máximo.

Em geral, quando é referida a potência de uma usina hidroelétrica, trata-se, na verdade, de potência média, isto é, a potência que a usina pode gerar num período de 24 horas consecutivas do dia, supondo que a descarga esteja regularizada e a queda disponível seja a média.

A expressão da potência efetiva nominal ou potência útil normal é:

$$P_t = N = 1000\eta_t QH \text{ (W)} \quad (2.4)$$

H_n = queda disponível nominal (*rated head*) para a qual é máximo.

Q = descarga nominal, corresponde ao

N ou P_t = potência útil normal.

$\eta_t = 0.75$, valor adotado para compensar o erro que se está cometendo ao usar H_g (topográfico) ao invés de H (disponível).

Para medir a potência diretamente na turbina hidráulica, liga-se ao eixo da máquina um freio, que pode ser mecânico, hidráulico ou elétrico.

2.1.2. Dinamômetro de absorção

A medição da potência útil da turbina, isto é, fornecida em seu eixo para o acionamento do gerador, pode ser realizada por um método que usa um freio mecânico no eixo. Esse tipo de dinamômetro mecânico pertence à categoria do dinamômetro de absorção.

No eixo operador da turbina, cuja potência útil se deseja medir, é fixado um tambor rotativo ou polia, por meio do eixo de saída da turbina. Uma banda de atrito, cinto, é enrolado em torno do tambor, que está sujeita a balanças de mola. Quando não tem carga, cada mola está em equilíbrio oferecendo uma leitura inicial idêntica. A carga é aplicada nas extremidades das

balanças e o eixo da turbina está em funcionamento. A força de atrito entre o eixo da turbina e a correia aumentará a leitura da força em uma mola; a outra, diminuirá. A diferença entre as duas leituras, multiplicado pelo raio do tambor, é igual à força. Na prática, a carga pode ser aplicada até que o limite do eixo da turbina seja atingido. A equação 2.6 mostra o momento útil da turbina:

$$M_u = FR \quad (2.6)$$

Ainda que F seja a resultante das forças de atrito e R o raio da polia, todavia, não se poderá medir diretamente o valor de F.

A potência para o freio de Prony é:

$$N = M_u \omega \quad (2.7)$$

Porém, se o eixo da turbina for vertical, pode-se fazer um arranjo análogo, sendo necessário equilibrar o esforço horizontal na extremidade da haste do freio, o que construtivamente não oferece dificuldade.

Em qualquer dos tipos citados, é necessário dissipar o calor gerado, o que se realiza com um sistema de resfriamento com água, mas de tal modo que não venha a introduzir qualquer erro na medição do momento.



Figura 14. Dinamômetro de absorção.

2.1.3. Medição de pressão e vazão

A medição das pressões deve ser feita na entrada e saída da turbina. A medida de pressão é efetuada com instrumentos adequados, como manômetros ou piezômetros ligados ao dispositivo, por meio de tomadas de pressão. Além dos tipos convencionais, empregam-se também os chamados manômetros de peso morto, as balanças de pressão e os transdutores elétricos de pressão. Em muitas instalações a distribuição de pressão e a distribuição das velocidades nas seções de medida são tais que o cálculo das alturas de pressão e o da velocidade, a partir dos valores médios, implicariam erros inaceitáveis na determinação da energia cedida pela água à turbina. Nessas condições, podem ser usadas outras seções de medida, calculando-se as perdas de carga entre as seções adotadas e as convencionais [6].

Sendo assim, para medir a pressão na bancada, pode ser usado sensores de pressão, ou quando trata-se de medir pressões inferiores à atmosférica, como é o caso do tubo de sucção, pode-se usar o manômetro de tubos "U".

Nesse sentido, ao realizar medições da vazão, faz-se através do canal de fuga, após a turbina, e com o vertedor no canal de fuga.

Existem várias maneiras de medir vazão e podem ser divididas em métodos diretos ou primários e métodos indiretos ou secundários.

O método primário utiliza medidores gravimétricos, que são reservatórios de pesagem do líquido escoado; ou medidores volumétricos com reservatórios calibrados que permitem a obtenção da descarga pela medição do volume que se enche num dado tempo.

O método indireto mede uma grandeza com a qual se calcula a vazão. Os principais métodos utilizam medidores de superfície livre, como vertedores e calhas e medidores diferenciais, que usam orifícios calibrados, como venturi, bocais e diafragmas. Além disso, há os medidores baseados em medidas de velocidade, usando molinetes e tubos de Pitot [6].

Entre os métodos indiretos para medição de vazão, encontra-se o vertedor triangular como mostrado na Figura 14.

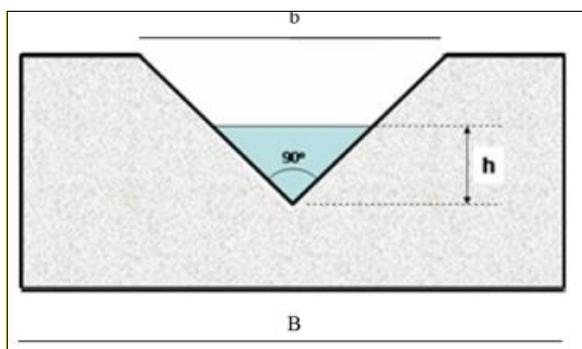


Figura 14. Vertedor triangular com um ângulo de abertura de 90 graus.

A distância h é a altura do apex da divisão. A altura apex é definida como a distância desde o fundo do furo até o ponto mais baixo da aresta defletora.

Pode ser usada a fórmula de Thompson, quando o ângulo é de 90 graus. $\alpha = 90^\circ$ [6]

$$Q = 1.4 h^{5/2} \quad (2.11)$$

Existe outro método para medir a vazão, o sensor eletromagnético, cujo procedimento de ensaio é baseado no método de passagem. A precisão da medição não é influenciada por parâmetros físicos, tais como temperatura, densidade e pressão. O medidor é composto por um transdutor e sensor.

Uma das limitações que se apresenta com o sensor eletromagnético, é que a instalação elétrica deve ser bem cuidada, principalmente o aterramento e o medidor que precisam estar sempre cheios, mesmo quando não há vazão, para não gerar voltagens espúrias.

2.2. Bancada projetada

A bancada se encontra no laboratório de hidráulica da Universidade de Brasília, no *campus* Gama, e foi desenvolvida para ensaiar a turbina hidráulica Indalma, cujo objetivo é fazer a caracterização desta turbina, sua modelagem, simulação, otimização e sua validação experimental, em escala real e em bancada de ensaio. A bancada foi desenhada para um espaço reduzido, onde o armazenamento de água é limitado. Por isso, foi preciso usar um reservatório de 1000 litros. A bancada também foi planejada para testar uma turbina Kaplan que se localiza no laboratório da Faculdade de Energia-UNB, *campus* Gama.

No ensaio da turbina hidráulica, a informação que interessa ao usuário é a capacidade de geração de energia em função da altura da coluna de água e da vazão. No caso da bancada, é possível fazer o ensaio da turbina mantendo a altura da coluna de água constante, que é feito mediante a regulação do inversor de frequência, o qual é feito manualmente.

A figura 15 apresenta o esquema da bancada desenvolvida no laboratório, onde está representado o circuito hidráulico, conjunto motor, inversor, bomba e os sensores que serão descritos no próximo capítulo.

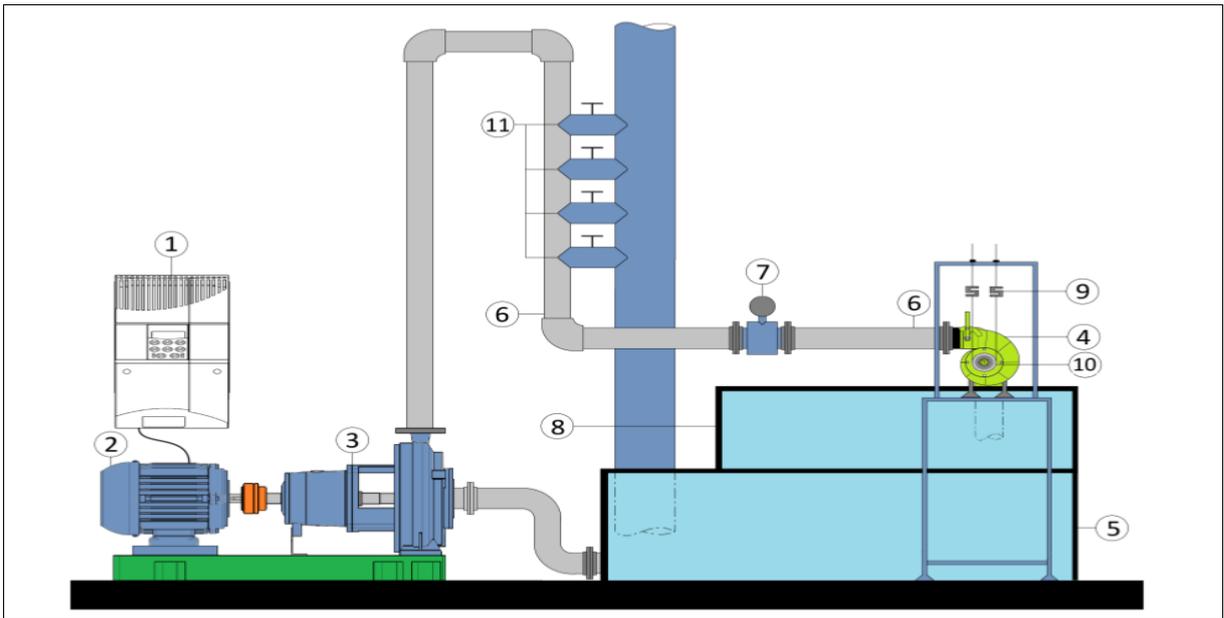


Figura 15. Esquema da bancada didática de ensaio de pico turbina hidráulica.
Fonte: Oliveira D. 2014

A bancada está composta por uma bomba de água (3) de 18 KW/25 CV, acoplada a um motor trifásico (2) 1750 rpm , 25CV, 60Hz, acionado por um inversor de frequência WEG CF W 09 (1), que permite controlar a vazão de forma mais precisa da pressão de água ou da altura da coluna de água na entrada da turbina.

A altura da coluna de água na entrada da turbina também é programável para quatro alturas preestabelecidas por meio de válvulas (11). Com a abertura dessas válvulas, é possível manter a altura constante, desviando o excesso de água numa tubulação de dreno.

O circuito da turbina tem medição de pressão na entrada e na saída e na saída com medidor de pressão manométrico (6), turbina Indalma (4), canal de saída da água com vertedouro para medição de vazão (8). A turbina está ligada a um freio de Prony, ligado a uma célula de carga (9) para medir a potência mecânica desenvolvida pela turbina. A bancada também tem um reservatório de água com capacidade de 1000L. O ensaio começa com o freio de Prony, sem carga. Liga-se a bomba de água, espera-se um tempo a fim de estabilizar a altura da coluna de água e a vazão na tubulação, sem a presença de bolhas de ar. Depois de cada medida, aplica-se um incremento de carga no freio, aguardando, em seguida, o sistema estabilizar durante aproximadamente 1 minuto.

2.2.1 Controle de vazão

O fluxo na bancada é controlado por um inversor WEG CFW09, conectado ao motor da bomba. Este é controlado através de um *software* do fabricante do Inversor Superdrive, onde os parâmetros do conversor podem ser mudados pelo usuário. O inversor tem uma configuração concebida para o fornecimento de um fluxo maior do que o fluxo oferecido pela turbina, fazendo com que o excesso da água tenha uma saída através das válvulas instaladas na bancada.

A altura da coluna da água na bancada pode ser medida com mangueira de nível e dispositivo transdutor de pressão instalado numa entrada da turbina. Além disso, a pressão no circuito hidráulico e na turbina será monitorada com sensores de pressão na entrada e na saída da turbina para saber a avaliação da perda de carga na tubulação e a variação de pressão na turbina.



Figura 2.4. Inversor usado na bancada.

2.2.2. Freio de Prony

O freio de Prony usado na bancada está composto por um dispositivo de medição de força e uma cinta para absorção do momento do torque produzido pela máquina, transformando a energia em calor.

A carga aplicada ao freio pode ser variável.



Figura 16. Freio de Prony instalado na bancada.

2.2.3. Vertedor Triangular

O método usado na bancada é o método de vertedor triangular, no canal de saída da turbina. Este método é o preferido porque as descargas são pequenas e a medição da vazão é direta, fazendo a correspondência da altura da água com a vazão. Realizando a medida da altura na água a , aproximadamente, 10cm de distância do vertedor e respeitando os requisitos de medição, é possível calcular a vazão pela equação (2.11); a altura entre o vértice do triângulo (90°) e o fim do reservatório deve ser maior ou igual a duas vezes a altura H . Haja vista que a vazão máxima da bancada será de 30 l/s, a altura do vertedouro para esta vazão é de 55 cm.

Para obter resultados confiáveis, os seguintes pré-requisitos devem ser seguidos:

- a) A distância da crista ao fundo e ao lado do canal deve ser igual a $2H=32\text{cm}$ e, no mínimo, de 20 a 30 cm.
- b) O comprimento da soleira deve ser, no mínimo, igual a $3H=78\text{ cm}$.
- c) A carga não deve ultrapassar 60cm e deve ser medida suficientemente a montante, no mínimo, a uma distância igual a $5H$, para não ser influenciada pelo abaixamento superficial da lâmina. A medição deve ser feita a pelo menos 15cm da montante.
- d) Convém-se que a montante tenha um trecho retilíneo no canal de acesso para regularizar o movimento da água.



Figura 17. Vertedor Triangular usado na bancada.

Tendo em conta que a bancada e a turbina instaladas são para picocentrals, significa que é de pequeno porte. Segundo a ABNT [11], estabelece que:

- para vazões menores que 30 l/s, os vertedores triangulares oferecem maior precisão.

Os dados obtidos são coletados manualmente, observando em uma régua o nível da água na saída do canal.

Foi usada também para a medição de vazão uma placa de orifício, pois é um instrumento de medida fácil de usar e pretendia-se usar instrumentos com baixo custo. Foi trabalhada a placa. No entanto, no curso dos ensaios, segundo as medidas de vazão e fazendo comparação com o

vertedouro e ainda sabendo das diferenças entre as medidas dadas pelo vertedouro e pela placa, optou-se por não trabalhar mais com a mesma devido à perda de carga que se apresentava nos ensaios.

Portanto, para saber o comportamento de uma turbina hidráulica e as condições de funcionamento é preciso medir direta ou indiretamente as grandezas, as quais permitem calcular as condições de funcionamento e o comportamento da unidade. Isto é possível através do ensaio de turbinas hidráulicas, segundo as normas da ABNT, onde as bancadas para ensaio têm que ter, no mínimo: tubo e bombas, medidores de potência, sensores de pressão de vazão como vertedouro, sensores para medir as diferentes faixas de pressão, a qual pode ser tanto medida na entrada como na saída da turbina, sensores para torque e rpm, que podem ser medidos pelo dinamômetro de absorção.

A bancada se encontra no laboratório da Universidade de Brasília, no *campus* Gama, bancada essa que foi desenvolvida para ensaiar a turbina Indalma. A informação que interessa ao usuário é a capacidade de geração de energia em função da altura e da vazão.

Neste capítulo, apresentou-se a composição hidráulica da bancada e como as medidas foram tomadas, onde o circuito da turbina tem medição de pressão na entrada e na saída da turbina, como medidor de pressão manométrico. A vazão é controlada por um inversor, ao mesmo tempo em que é controlada a coluna da água; a vazão é medida pelo vertedouro triangular e a medição de torque e rpm foi realizada com o freio de Prony.

3. INSTRUMENTAÇÃO ELETRÔNICA DA BANCADA

Na bancada de ensaio é necessário realizar medidas de vazão, pressão e potência mecânica desenvolvida pela turbina. Optou-se por medir as grandezas físicas através de um sistema baseado em um computador pessoal para receber, processar e armazenar os dados e módulos com microcontroladores para realizar a aquisição dos dados de rpm, torque, pressão e vazão da bancada da turbina hidráulica.

Foram desenhados dois módulos baseados em microcontroladores Arduinos para adquirir os dados. O primeiro módulo adquire os dados medidos do freio de Prony, medindo a rotação e as células de carga e, conseqüentemente, o torque. O segundo módulo adquire os dados oferecidos pelos sensores de pressão e vazão.

Os dados obtidos pelos módulos são enviados por meio de comunicação serial para o computador.

A Figura 18 mostra o diagrama de blocos do sistema de aquisição de dados, mostrando os dois módulos e os sensores de pressão, sensor indutivo rpm e sensor de vazão.

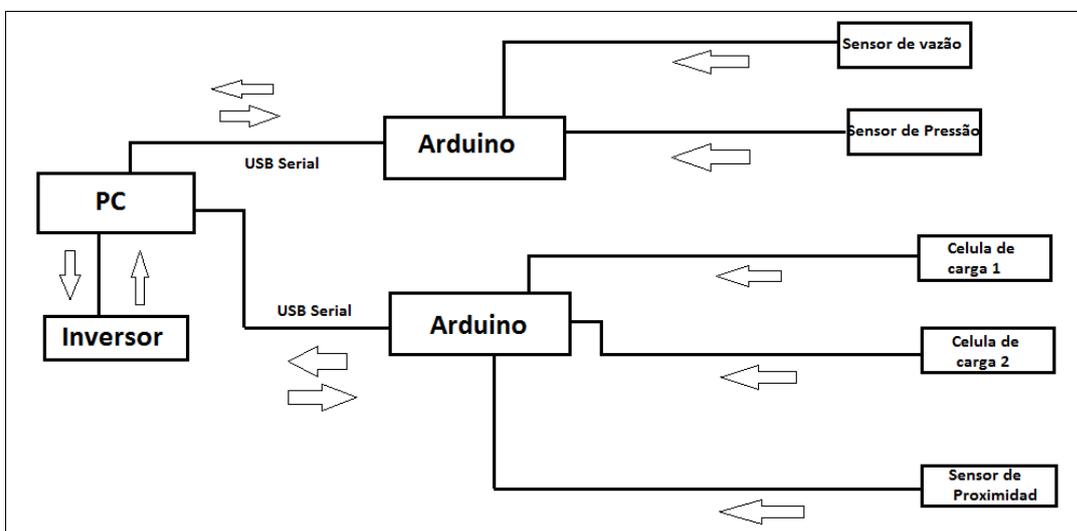


Figura 18. Diagrama de blocos do sistema de aquisição de dados.

3.1. Implementação de medição eletrônica na bancada

Para obter os dados de forma automática da vazão, pressão, do torque e rotação, foram usados sensores. Na figura 19, é apresentado o "Process & Instrumentation Diagram" (P&ID) da bancada, representando o computador e as conexões de processo na bancada com seus sinais elétricos e sinal de dados. Estão representados, também, os seguintes instrumentos montados na bancada: os sensores de pressão, vazão e as válvulas manuais. Também estão representados os transmissores de pressão.

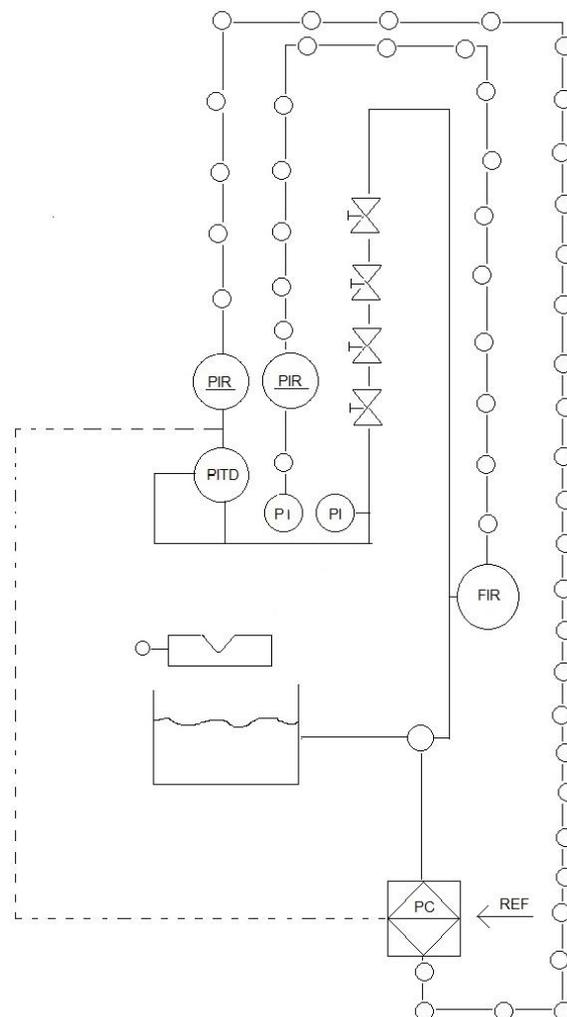


Figura 19. Diagrama P&ID da bancada.

3.1.2. Sensor de vazão eletromagnético

Um dos métodos para medir a vazão usado na bancada é o sensor eletromagnético, cujo procedimento de ensaio é baseado no método de passagem. A vantagem deste tipo de sensor é

que não interfere na passagem do fluido. O sensor utilizado na bancada, mostrado na figura 20, é do fabricante CONTECH, modelo CTHHD, com um diâmetro de polegadas. A vazão máxima que ele pode medir é 780 l/s e a vazão mínima, de 3,9 l/s; já a precisão é de $\pm 0,1\%$.

As saídas do medidor de vazão eletromagnético podem ser analógica e digital, e tem um filtro para o sinal. Para a saída digital, há duas opções: pulso e frequência.

O medidor de vazão eletromagnético pode efetuar indicação de local e enviar sinal de saída de corrente elétrica entre 4 a 20 mA.



Figura 20. Sensor de vazão eletromagnético montado na bancada.

Na primeira fase do projeto, o sensor foi montado na bancada e testado. Mas observou-se que o sensor não estava dando valores constantes de vazão, ou seja, para uma vazão fixa, o sensor variava muito. Os resultados dados no sensor foram comparados aos do vertedouro triangular.

3.1.3. Sensores de pressão

Na bancada foram instalados sensores de pressão na entrada da turbina e na saída da turbina.

Os medidores são da indústria WIKA, modelo A 10. O sensor na entrada era de 2,5bar. Seu sinal de saída é de 4 a 20 mA, com um erro de $\pm 0,5\%$.

Na saída da turbina, encontra-se um manômetro em forma de U que mede a pressão de saída da turbina, já que, para medir pressões inferiores às atmosféricas, é necessário usar um

medidor diferencial ou um manômetro em U, que permite a medição da diferença de pressão na bancada que acontece quando na saída da turbina há tubo de sucção.



Figura 21. Sensor de pressão de 2.5 bar instalado na entrada da turbina Indalma

3.1.4. Sensor do freio de Prony

Com a medição do torque e a velocidade de rotação da turbina na bancada, pode-se obter a potência de saída da turbina hidráulica. Para ter o torque, foram acopladas ao freio de Prony duas células de carga e de marca MK modelo CSA / ZL 20. Os valores máximos de carga da célula são de 20 Kgf, onde a sobrecarga admissível é de 150% e cuja sobrecarga de ruptura é de 200%, alimentação de 10 Vcc.

A rotação foi medida com um sensor indutivo de proximidade montado no eixo do motor. Os sensores de proximidade são a solução mais comum e acessível para a detecção de objetos que não podem ser tocados, ou para detectar a passagem através de um determinado ponto, isto é, a função do sensor de proximidade é detectar a presença ou a proximidade de um dado objeto. O sensor mais utilizado é a proximidade tipo indutivo, o que gera um campo eletromagnético que detecta objetos de metal que passam perto dele.

O sensor usado na bancada foi o NG LM8 - 3002 NA. Estes sensores indutivos são utilizados na detecção de peças metálicas, podendo realizar contagem, medições, posicionamento e outras aplicações. A medição de rotação foi feita com ajuda de uma engrenagem com seis divisões, montada no eixo da turbina. O sensor de proximidade conta as interrupções do metal da engrenagem num intervalo de tempo. A figura 22 mostra a engrenagem montada no eixo e o sensor de proximidade.



Figura 22. Sensor de proximidade indutivo usado na bancada.

3.2 Módulos de aquisição de dados

Para a aquisição de dados, foram desenvolvidas ferramentas computacionais, usando linguagem C, e uma plataforma de código aberto para criar protótipos eletrônicos e de fácil uso no seu *hardware* e *software*.

3.2.1 Módulo de aquisição de dados do freio de Prony

Inicialmente foi usado um *hardware* desenvolvido e baseado em um microcontrolador 8051. Depois foi substituído com por *hardware* baseado em Arduino. Fez-se uma melhora no sistema de aquisição de dados usando microcontrolador Arduino, que foi desenvolvido para aplicações de sistemas de tempo real, como, por exemplo, instrumentação, controle de processos e aplicações automotivas de uma forma mais simples.

O *hardware* de Arduino Leonard foi escolhido porque é mais robusto e versátil e possui um microcontrolador ATMEGA32U4, vinte (20) entradas/saídas digitais, um oscilador de 16 MHz, uma conexão micro USB.

Além disso, o Arduino Leonard também pode emular uma porta serial. Esse recurso é usado para enviar e receber dados desde/para o computador.

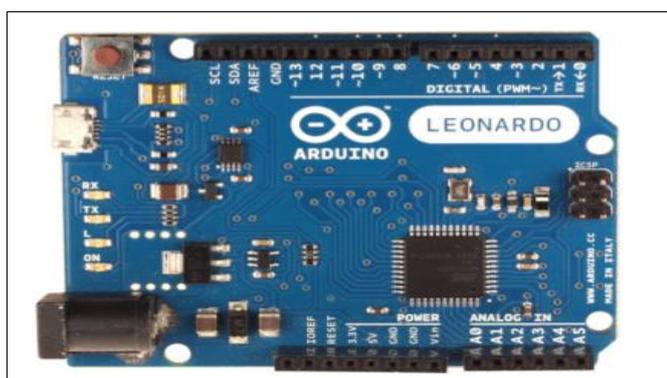


Figura 23. *Hardware* Arduino Leonard usado na bancada.

O *hardware* de Arduino foi montado numa placa com fonte, interface de comunicação serial e um circuito com filtro passa baixa e circuito condicionador de sinal do sensor de rotação, além de saída para *display* LCD. O circuito eletrônico está no anexo E.

O microcontrolador Arduino está programado para ler continuamente os dados dos pinos de entrada analógica e calcular o valor médio de um número predefinido de leituras, tudo ao mesmo tempo em que espera um comando pela porta serial. Ao receber o caractere "L" na porta serial, o microcontrolador envia o valor médio mais recente e volta ao estado de leitura.

3.2.2 Módulo de aquisição de dados de pressão e vazão

O módulo para leitura de vazão e pressão tem a mesma estrutura do módulo do freio, mas com quatro circuitos para converter os sinais de 4-20mA para tensão. Além disso, o módulo tem fonte, saída para *display* LCD e interface para contagem de pulso, conforme circuito eletrônico no anexo f.

A tensão dos sensores de pressão de saída mostra interferências, as quais foram detectadas com um osciloscópio. A interferência foi devida ao inversor, mas o problema foi solucionado mudando os quadros do inversor e se arrumou os cabos do inversor em uma tubulação específica. Como a interferência teve uma frequência de 10 KHz, foi desenhado um filtro que permite passar baixas frequências, tendo como objetivo manter medições precisas, depois de testar e fazer provas com um capacitor de 2000 μ F, conectado em paralelo com o sensor de pressão. Assim foi resolvido o problema do ruído. O gráfico 24 mostra a redução do ruído ao ser implementado o capacitor.

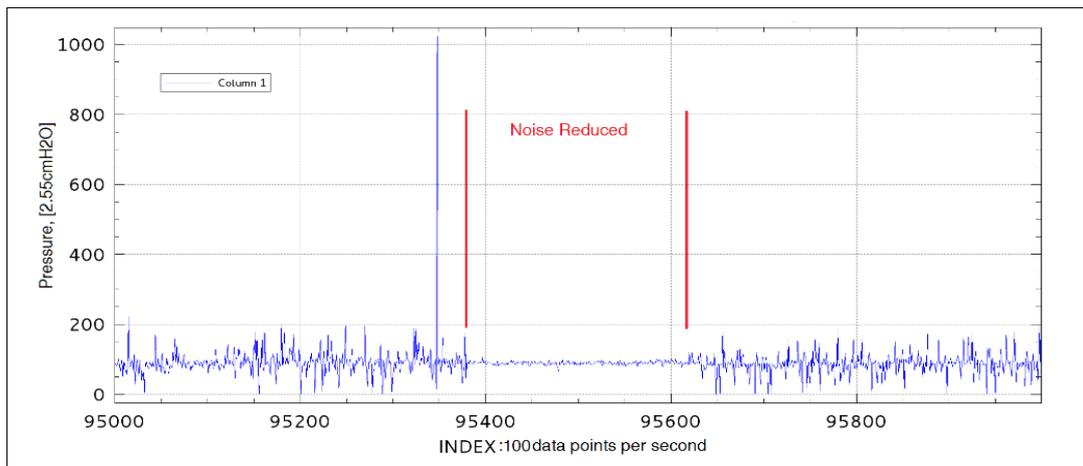


Figura 24. Gráfico de redução de ruído.

3.3. Registro automático de dados

Além de usar o sistema operacional Linux, foi usado o *software* KST de código fonte aberto que traça os dados científicos em tempo real e gera gráficos de registros de dados selecionados. O KST pode ler os dados de várias fontes, inclusive em tempo real a partir de arquivo texto.

Foi feito um programa para ler os dados dos dois módulos pela porta serial que depois grava essa informação num arquivo texto, que por sua vez é lida pelo programa KST.

Os dados nesse arquivo texto foram divididos em quatro linhas, fornecendo a informação dos sensores de pressão e vazão, torque e rotação.

3.4. Calibração

Antes de fazer medições, é necessário fazer uma calibração dos instrumentos que serão utilizados. O sensor de pressão WIKA foi calibrado usando um manômetro de água. O resultado da linha de tendência e a sua equação são mostrados na figura 25.

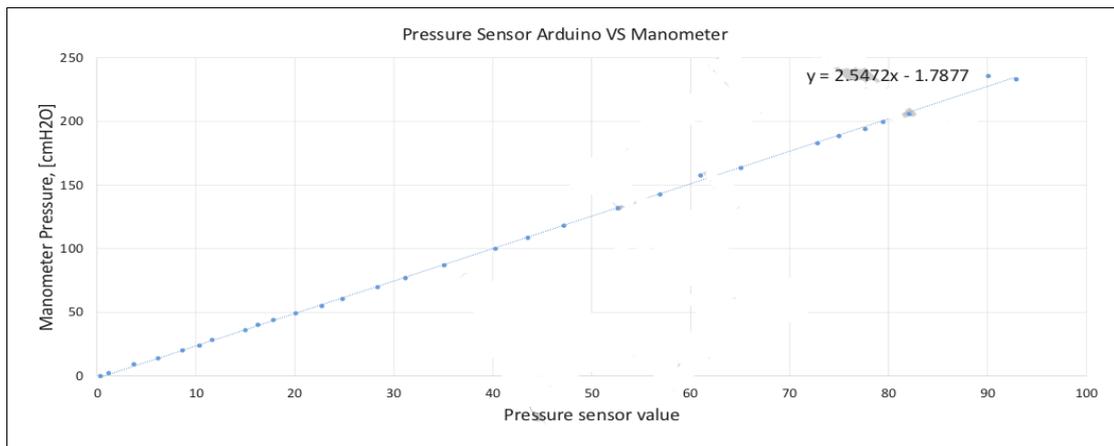
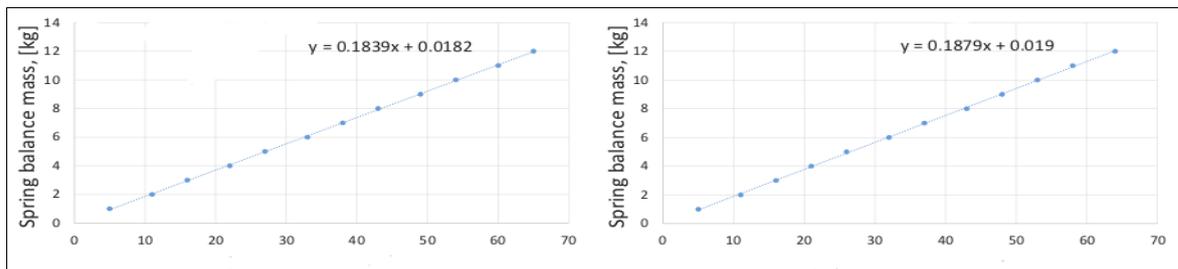


Figura 25. Calibração do sensor de pressão WIKA

As células de carga foram calibradas com um conjunto de pesos calibrados de vários valores e fez a leitura diretamente pelo computador. A figura 26 mostra os resultados da calibração.



Célula de carga 1 vs balança

Célula de carga 2 vs balança

Figura 26. Calibração das duas células de carga

O sensor de proximidade, baseado no sensor de rpm, foi comparado a um tacômetro e a um osciloscópio.

Enfim, na bancada de ensaio é necessário realizar medidas de vazão, pressão e potência mecânica desenvolvida pela turbina. Razão pela qual foi desenvolvido um sistema baseado em microcontroladores. Foram feitos dois módulos: um módulo para aquisição de dados de pressão e outro, para aquisição de dados de torque e rpm. Os dados medidos pelos sensores são enviados por meio de uma comunicação serial para o computador.

4. Modelo da turbina

Segundo Macintyre [6], há uma diferença entre ensaio e inspeção das turbinas. A inspeção é a verificação por parte do comprador de que as turbinas e os equipamentos coincidem com as especificações estabelecidas no contrato. No ensaio, a turbina é posta a funcionar e são medidas certas grandezas que, complementadas com outras que se podem calcular, permitem ajuizar as condições de funcionamento e comportamento da unidade.

Em muitos laboratórios, normalmente, trabalha-se com as características das turbinas fornecidas pelos fabricantes, calculando, no laboratório, os valores unitários. Isto significa que os gráficos e as tabelas de variação das grandezas são elaborados considerando a queda de um metro. Conhecendo-se os valores unitários é, portanto, fácil achar os valores reais para a queda.

No caso da turbina Indalma, não foram realizadas medições dos valores unitários, pois não se tem o valor da potência nem o valor do ponto de máxima operação. Razão pela qual, para conhecer as particularidades do funcionamento da turbina Indalma e suas condições de operação, realizou-se ensaios onde foram envolvidas todas as condições de trabalho de uma turbina, como são a vazão, a altura, a carga e a pressão. Com esses dados, pode-se levantar o modelo da turbina.

Este capítulo apresenta a modelagem matemática para uma turbina em geral e do sistema completo. Serão desenvolvidos dois modelos do conjunto, circuito hidráulico e turbina: um modelo linear em torno de um ponto de operação do sistema e um modelo não linear.

4.1. Modelo linear

O modelo linear representa o desempenho da turbina a pequenas variações de sinal, sendo, desta forma, útil ao projeto de controle do sistema utilizando técnicas de análise lineares.

Para um sistema composto de turbinas e colunas d'água, são usualmente utilizadas as seguintes considerações [13], [14], [15]:

- o conduto é inelástico e a água incompressível;
- a velocidade da água varia diretamente com a abertura do distribuidor e com a raiz quadrada da altura da coluna d'água;

- a resistência hidráulica é insignificante;
- a potência gerada pela turbina é diretamente proporcional à altura da coluna d'água e ao volume de vazão.

Tomando em conta estas considerações, as equações básicas que representam a modelagem da turbina e da represa são:

$$U = K_u G \sqrt{H} \quad (4.1)$$

$$P_m = K_p H U \quad (4.2)$$

$$\frac{dU}{dt} = -\left(\frac{a}{L} \Delta H\right) \quad (4.3)$$

Onde:

- U: velocidade da água no conduto forçado.
- K_u , K_p : constantes de proporcionalidade.
- G: abertura ideal do distribuidor, que em nosso caso vai ser a válvula reguladora de ar.
- H: altura da coluna d'água, da superfície do reservatório até o distribuidor da turbina.
- P: potência mecânica da turbina.
- t: tempo em segundos.
- a : aceleração da gravidade.
- L: comprimento do conduto.

As equações (4.1), (4.2) e (4.3) representam, respectivamente, a velocidade da água, a potência mecânica da turbina hidráulica e a aceleração da coluna d'água.

A linearização destas equações, em torno de um ponto de operação é:

- G e H para a equação (4.1):

$$U(G,H) = \frac{Ku(\bar{G})\sqrt{\bar{H}}}{\bar{U}} + Ku\sqrt{\bar{H}}(G - \bar{G}) + \frac{1}{2}Kn\frac{\bar{G}}{\sqrt{\bar{H}}}(H - \bar{H}) \quad (4.4)$$

$$\bar{G}\frac{\sqrt{\bar{H}}}{H}(H - \bar{H})$$

$$U - \bar{U} = Ku\sqrt{\bar{H}}(G - \bar{G}) + \frac{1}{2}Ku \quad (4.5)$$

$$\frac{U - \bar{U}}{K_u\bar{G}\sqrt{\bar{H}}} = \frac{K_u\sqrt{\bar{H}}}{K_u\bar{G}\sqrt{\bar{H}}}(G - \bar{G}) + \frac{1}{2}\frac{K_u\bar{G}\sqrt{\bar{H}}}{K_u\bar{G}\sqrt{\bar{H}}}(H - \bar{H}) \quad (4.6)$$

$$\frac{U - \bar{U}}{\bar{U}} = \frac{G - \bar{G}}{\bar{G}} + \frac{1}{2}\frac{H - \bar{H}}{\bar{H}} \quad (4.7)$$

Onde obtêm-se a linearização para a equação:

$$\Delta\bar{U} = \Delta\bar{G} + \frac{1}{2}\Delta\bar{H} \quad (4.8)$$

Para a equação (4.2) tem-se:

$$P_m(H,U) = K_p\bar{H}\bar{U} + K_p\bar{H}(U - \bar{U}) + K_p\bar{U}(H - \bar{H}) \quad (4.9)$$

$$P_m(H,U) - K_p\bar{H}\bar{U} = K_p\bar{H}(U - \bar{U}) + K_p\bar{U}(H - \bar{H}) \quad (4.10)$$

$$\frac{P_m - \bar{P}_m}{K_p\bar{H}\bar{U}} = \frac{K_p\bar{H}(U - \bar{U})}{K_p\bar{H}\bar{U}} + \frac{K_p\bar{U}(H - \bar{H})}{K_p\bar{H}\bar{U}} \quad (4.11)$$

$$\frac{P_m - \bar{P}_m}{\bar{P}_m} = \frac{U - \bar{U}}{\bar{U}} + \frac{H - \bar{H}}{\bar{H}} \quad (4.12)$$

$$\Delta \bar{P}_m = \Delta \bar{U} + \Delta \bar{H} \quad (4.13)$$

$$T_w \frac{d\Delta \bar{u}}{dt} = -\Delta \bar{H} \quad (4.14)$$

Por definição:

$$T_w = \frac{LU_0}{a_g H_0} \quad (4.15)$$

Onde:

- T_w = constante de inércia da água, ou seja, o tempo requerido pelo salto H_0 para acelerar a água na tubulação desde o estado estacionário a uma velocidade U_0 , onde T_w varia com a carga.

Associando as equações (4.8) e (4.14) e aplicando a transformada de Laplace, obtêm-se a função de transferência do sistema. A transformada de Laplace é um operador linear muito útil para a resolução de equações diferenciais, fazendo destas equações lineares não homogêneas, equações que podem ser resolvidas por métodos algébricos. Assim, é possível expressar a relação existente entre a mudança na velocidade e a mudança na abertura da comporta, por:

$$\Delta = \frac{1}{\left(1 + \left(\frac{1}{2T_w S}\right)\right)} \Delta \bar{G} \quad (4.16)$$

Da associação das equações (4.8) e (4.13) e substituindo de Δ na equação (4.16), obtêm-se:

$$\frac{\Delta \bar{P}_m}{\Delta \bar{G}} = \frac{1 - T_w S}{1 + \left(\frac{1}{2} T_w S\right)} \quad (4.17)$$

Esta equação é a função de transferência clássica da turbina hidráulica a qual demonstra o comportamento da potência de saída da turbina a variações na abertura da comporta, considerando condições ideais e sem perdas no sistema.

4.2. Modelo não linear

O modelo não linear foi desenvolvido para simulações no domínio do tempo com grandes variações de sinais.

Considerando novamente um sistema hidráulico simples e regido por equações básicas da hidrodinâmica:

$$U = KuG \quad (4.18)$$

$$P = KpHU \quad (4.19)$$

$$\frac{dU}{dt} = -\left(\frac{a}{L}\right)(H - Ho) \quad (4.20)$$

$$Q = AU \quad (4.21)$$

Onde:

Ho = Valor inicial da altura da coluna d'água H.

P = Potência da turbina.

Q = Taxa de vazão da água.

A = Seção transversal do conduto.

Normalizando as equações com base nos valores nominais de operação, obtêm-se as seguintes equações, reescritas por unidade de base (pu):

$$\frac{U}{U_r} = \frac{U}{U_r} \frac{H}{H_r} \quad (4.22)$$

$$\frac{P}{Pr} = \frac{U}{Ur} \frac{H}{Hr} \quad (4.23)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{U}{Ur} \right) = - \left(\frac{a}{L} \right) \left(\frac{Hr}{Ur} \right) \left(\frac{H}{Hr} - \frac{Ho}{Hr} \right) \quad (4.24)$$

Onde r é a notação utilizada para valores nominais de operação. Realizando a substituição de d/dt pelo operador S , as equações novas são:

$$\bar{U} = \bar{G} \sqrt{\bar{H}} \quad (4.25)$$

$$\bar{P} = \bar{U} \bar{H} \quad (4.26)$$

$$\frac{\bar{U}}{\bar{H} - \bar{H}_o} = \frac{-1}{T_w S} \quad (4.27)$$

O termo T_w é definido como:

$$T_w = \frac{LUr}{aHr} = \frac{LQr}{aAHr} \quad (4.28)$$

Onde T_w é definido como o tempo de partida da água em condição nominal de operação.

A potência mecânica de saída P_m está definida como:

$$P_m = P - P_p \quad (4.29)$$

Onde:

$$P_p = U_{nl} H \quad (4.30)$$

Sendo P_p a perda de carga fixa da turbina e U_{NL} a velocidade da água no conduto forçado em condição sem carga. Portanto, com base nos valores nominais de operação, obtém-se a seguinte forma normalizada:

$$\bar{P}_m = (\bar{U} - U_{nl}) \bar{H} \quad (4.31)$$

A equação (4.19) representa o valor em pu da potência da saída da turbina tendo como base a potência nominal da turbina. Estabelecendo uma base comum à potência nominal do gerador, é obtida a equação:

$$\bar{P}_m = (\bar{U} - U_{nl}) \bar{H} \bar{P} \bar{r}_u \quad (4.32)$$

Finalmente, obtém-se a equação do torque mecânico da turbina:

$$\bar{T}_m = \frac{\omega_o}{\omega} (\bar{P}_m) = \frac{1}{\omega} (\bar{U} - U_{nl}) \bar{H} \bar{P} \bar{r}_u \quad (4.33)$$

As equações apresentadas são consideradas como valor ideal de abertura do distribuidor em pu.

Pode-se expressar o modelo do sistema hidráulico em termos relacionados à coluna de água e à turbina, respectivamente:

$$\frac{dU}{dt} = -\left(\frac{1}{T_w}\right)(\bar{H} - \bar{H}_o) = -\left(\frac{1}{T_w}\right)\left[\left(\frac{\bar{U}}{Atg}\right)^2 - \bar{H}_o\right] \quad (4.34)$$

$$T_{mec} = \frac{(\bar{U} - U_{nl})}{\omega \theta} \left[\left(\frac{\bar{U}}{Atg}\right)^2\right] \bar{P} \bar{r}_u \quad (4.35)$$

Onde At é o ganho da turbina:

$$At = \frac{1}{g\bar{l} - \bar{g}nl} \quad (4.36)$$

A partir da equação (1.38), em condições de regime permanente e sem carga, obtém-se:

$$\bar{U}_{nl} = A_t \bar{g} \sqrt{\bar{H}_0} \quad (4.37)$$

As equações (4.28), (4.33), (4.36) e (4.37) descrevem as características da coluna de água e da turbina, representadas em forma de diagrama de blocos, conforme se apresenta na figura 27.

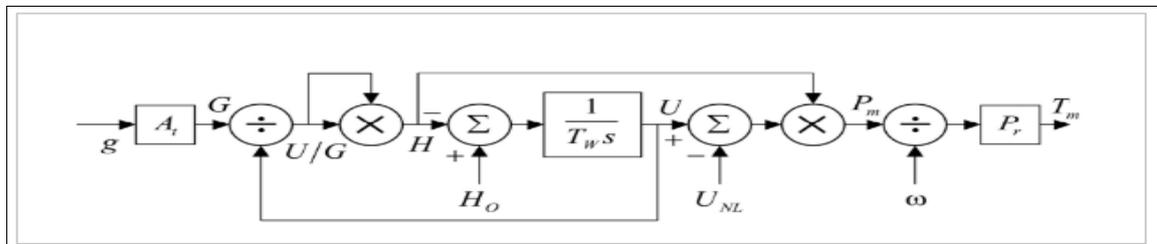


Figura 27. Modelo não linear do sistema hidráulico

O modelo dinâmico pode ser usado para calcular a velocidade da turbina e a potência mecânica. Os parâmetros do modelo foram levantados por meio de uma revisão da literatura, com valores típicos.

O modelo da turbina é indispensável para fazer o desenho do controle. Por esta razão, foi desenvolvida uma função de transferência para a turbina Indalma. O modelo foi obtido a partir de dados experimentais, usando a resposta transitória do sistema.

4.3 Coleta de dados na bancada

Os seguintes passos foram feitos para saber a grandeza da turbina:

- Antes da bomba ser ligada, o manômetro em forma de "u" tem que estar em zero e a válvula do manômetro de pressão é fechada.
- O inversor ligado à bomba da água é usado para manter constante a altura da coluna de água, variando a rotação da bomba. Depois de ligar a bomba, espera-se um tempo até estabilizar a altura da coluna da água e estabilizar a vazão na tubulação até as bolhas de ar desaparecerem.
- O freio de Prony se encontra sem carga para saber qual é a velocidade de disparo da turbina. Depois da primeira medição, é aplicado manualmente um incremento de carga no freio, mediante o aumento da tensão do atrito da correia, aguardando o

sistema estabilizar durante aproximadamente 1 minuto. As medições são repetidas da mesma maneira até que a carga do atrito faça parar o eixo.

- Para a medição da vazão, usou-se um vertedouro triangular com medições, onde indicava o nível da água numa régua.
- Os dados da pressão de entrada são feitos pelo sensor e os dados são registrados no sistema.
- A pressão da saída da turbina foi medida através do manômetro calibrado, onde manualmente foram obtidos os dados.
- Foram feitos três *scripts* para ver simultaneamente a informação obtida pelo freio e pelo sensor de pressão. Os dados foram divididos em três arquivos. Um dos arquivos foi feito para o registro completo e outro, para o registro seletivo. Este registro foi feito para evitar medições no período instável entre a variação da carga e de vazão em estado estacionário.

O processo de coleta de dados foi repetido até atingir a carga máxima de turbina, isto é, até o eixo da turbina parar. O tempo de espera a partir do ajuste de altura desejada e da carga sobre a turbina foi de um minuto para recolher os dados novamente. Tudo isso foi feito para coleta de dados da turbina em regime.

4.3.1 Resultado da medição para o modelo

As medições da potência da turbina e da vazão características dela foram preenchidas mantendo três alturas constantes de 4, 5.50 e 7 metros. Para manter as alturas da queda, precisou variar as rotações do inversor. Tudo isso foi feito para saber o comportamento da turbina nestas alturas e conhecer as grandezas características da potência, vazão e com qual queda vai proporcionar o máximo de rendimento.

A tabela 4 mostra as grandezas da turbina Indalma, que foram obtidas com a instrumentação que foi implementada na bancada de ensaios, para uma altura de 7 metros. Para a mesma altura, na tabela 5, o sistema teve sucção na saída da turbina. A diferença entre as pressões da saída foi obtida mediante um manômetro em "U".

Tabela 4. Dados da turbina Indalma para 7 metros.

Vazão (l/s)	RPM	Célula de carga 1	Célula de carga 2	Pressão entrada (cm H ₂ O)	Pressão saída (cm H ₂ O)
10.085	1740	0	0	602.47	52
12.200	1520	2	11	539.71	44.9
13.673	1340	3	21	503.59	39.2
14.336	1190	6	31	464.92	30.6
15.718	1070	11	43	440.82	10.6
17.681	950	16	55	405.39	6
16.682	740	22	64	394.29	7.3
16.682	570	32	79	392.66	11.5
17.428	370	49	102	378.31	8.6

Tabela 5. Dados da turbina Indalma para metros com tubo de sucção.

Vazão (l/s)	RPM	Célula de carga 1	Célula de carga 2	Pressão entrada (cm H ₂ O)	Pressão saída (cm H ₂ O)
11.209	1770	0	0	585.78	49.2
14.113	1480	3	17	505.67	17.8
15.482	1340	5	27	475.57	8.7
16.438	1170	10	39	440.36	-11.5
17.177	980	13	51	408.88	-19.3
17.936	830	17	61	385.73	-18
18.193	700	24	71	382.24	-18.9
18.453	590	32	82	373.91	-17.8
18.714	370	51	108	365.68	-18.1

A figura 28 mostra as curvas obtidas para a potência em função do rpm e as curvas para a vazão em função do RPM. Para as alturas descritas acima, usa-se duas series de dados.

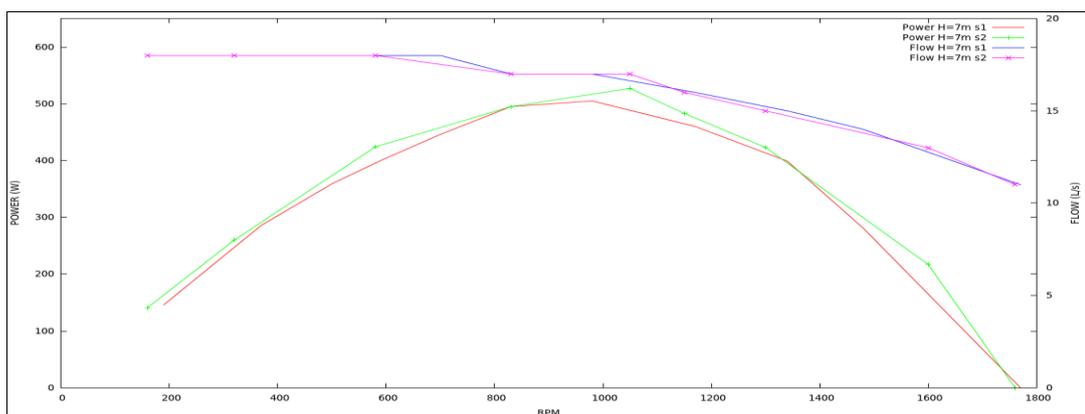


Figura 27. Potência e vazão vs rpm da turbina na altura de 7 metros.

Pode-se observar que a velocidade de disparo da turbina para essa altura foi de 1770 rpm. O ponto de funcionamento em que é transformado o máximo de energia em energia mecânica é 1030 rpm. Para uma segunda seção de dados fornecidos pela turbina, a potência dada foi de 1750 rpm e seu ponto de máxima energia aumenta para 1100 rpm.

Para os parâmetros da turbina em uma altura de 5.50 metros, obteve-se os seguintes dados mostrados na tabela 6, sem tubo de sucção, e a tabela 7, com tubo de sucção.

Tabela 6. Parâmetros da turbina para altura de 5.50 metros

Vazão (l/s)	RPM	Célua de carga 1	Célua de carga 2	Pressão entrada (cm H ₂ O)	Pressão saída (cm H ₂ O)
9.202	1540	0	0	463.29	40.4
10.451	1380	3	9	429.95	35.3
12.200	1180	1	14	387.56	30.7
13.242	1070	3	22	369.50	25.3
14.113	1000	6	28	350.75	9.4
14.561	890	9	37	324.59	3.3
14.788	670	15	48	308.37	4.5
15.249	500	21	57	309.77	8.5
15.596	360	28	69	297.49	6.3

Tabela 7. Parâmetros da turbina para altura de 5.50 metros com tubo de sucção

Vazão (l/s)	RPM	Célula de carga 1	Célula de carga 2	Pressão Entrada (cm H ₂ O)	Pressão saída (cm H ₂ O)
10.085	1580	0	0	447.32	33.5
11.599	1460	7	14	420.22	23
13.242	1270	4	20	376.68	5.9
14.561	1070	8	31	341.97	-8.1
15.249	930	10	40	312.55	-17
15.956	830	13	46	298.18	-19.3
16.196	670	18	55	292.86	-20.5
16.438	500	25	67	276.89	-18.7
16.682	350	34	79	272.94	-18.7

Os dados obtidos para uma altura de 5.50 metros mostraram uma velocidade de disparo de 1580 rpm para uma série de dados preenchidos, e o seu ponto de funcionamento em que é transformado o máximo de energia em energia mecânica é de 940 rpm e de 900 rpm para uma segunda série de dados preenchidos.

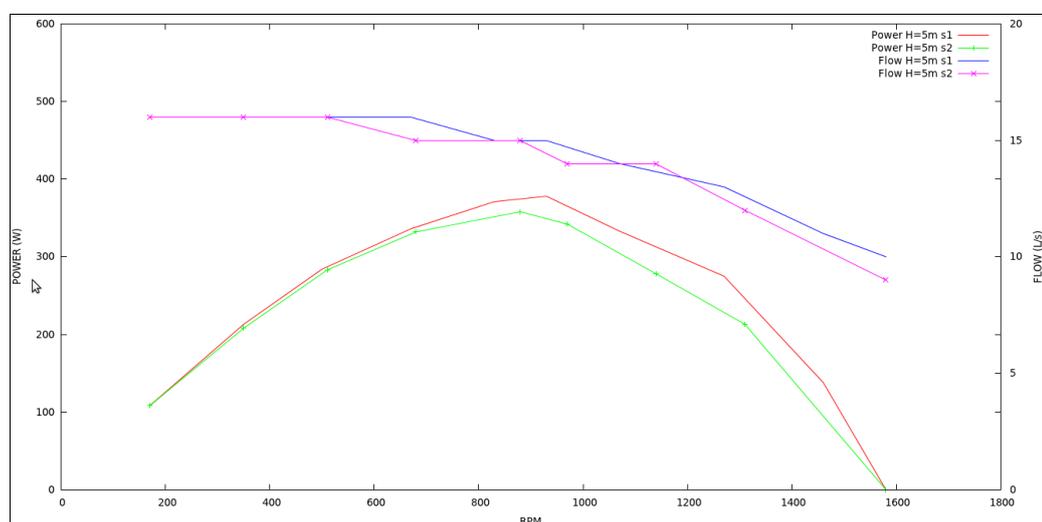


Figura 28. Potência e vazão vs rpm da turbina na altura de 5.50 metros.

Os dados obtidos com a instrumentação da bancada para obter os parâmetros da turbina estão nas tabelas 8 e 9, que são dados com tubo de sucção.

Tabela 8. Parâmetros da turbina para altura de 4 metros

Vazão (l/s)	RPM	Célula de carga 1	Célula de carga 2	Pressão Entrada (cm H ₂ O)	Pressão saída (cm H ₂ O)
8.047	1300	0	0	332.92	30
9.375	1120	3	8	304.45	26.9
11.209	950	1	14	274.11	13.8
12.200	760	3	21	238.68	3.5
12.611	660	5	26	231.04	1.6
13.030	480	9	36	222.94	7.5
13.242	350	14	42	218.30	5.6
13.242	130	24	54	213.21	8.9

Tabela 9. Parâmetros da turbina para altura de 4 metros com tubo de sucção

Vazão (l/s)	RPM	Célula de carga 1	Célula de carga 2	Pressão Entrada (cm H ₂ O)	Pressão saída (cm H ₂ O)
8.863	1360	0	0	316.01	18.4
10.267	1240	6	11	294.94	8.2
11.998	1030	2	15	258.60	-4.2
12.404	940	4	20	243.54	-10.6
13.457	760	8	31	215.98	-21
13.892	600	12	38	199.55	-20.8
14.113	440	17	48	194.92	-20.3
14.336	280	24	58	193.29	-20.4
14.561	100	32	69	194.69	-17.1

Os dados obtidos para uma altura de 4 metros, apresentados na figura 30, mostraram uma velocidade de disparo de 1360 rpm, e o seu ponto de funcionamento, em que é transformado o máximo de energia em energia mecânica, é de 760 rpm, e de 800 rpm, para uma segunda série de dados.

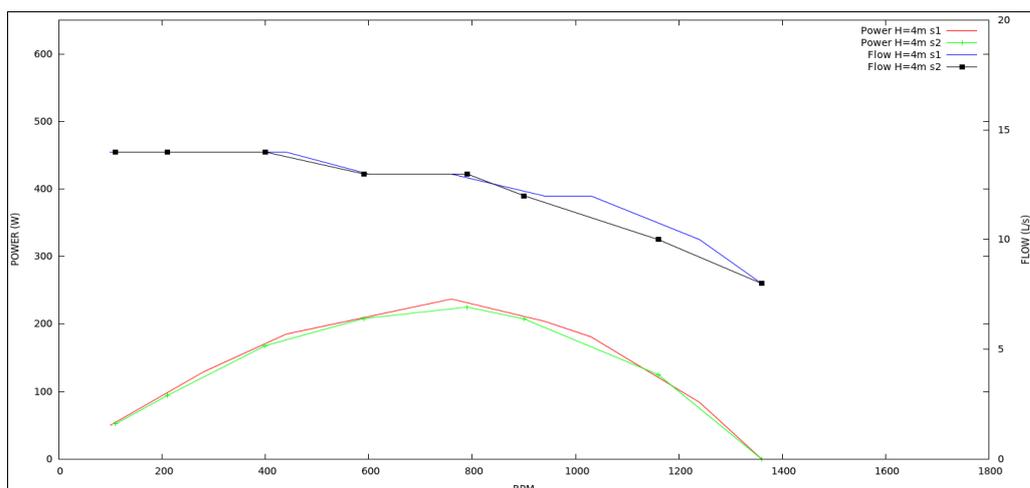


Figura 29. Potência e vazão vs rpm da turbina na altura de 4 metros.

A turbina Indalma trabalha com uma vazão menor quando encontra-se sem carga no ponto de seu máximo funcionamento, o que significa que quando encontra-se no ponto de máxima operação e se precisar de uma potência menor das características da turbina, a vazão diminui. Pode se observar que a relação entre a velocidade de disparo e a velocidade de funcionamento máximo da turbina para as alturas de 4, 5.50 e 7 metros é de 1.78, 1.69 y de 1.68 respectivamente. O que significa que se a turbina está trabalhando com sua máxima capacidade e de repente a carga é desligada, o eixo da turbina vai até a velocidade da turbina sem carga, ou seja, para a sua velocidade de disparo em um tempo crítico. O tempo foi medido e foi em torno de um segundo.

4.4. Levantamento do modelo dinâmico

Todo o funcionamento da turbina Indalma é baseado na estratégia de trabalhar do lado direito da curva para alcançar o máximo de potência gerada pela turbina. Nessa estratégia, a turbina Indalma é configurada para trabalhar num ponto debaixo da capacidade máxima de potência da Indalma, isto significa que a turbina trabalha em uma faixa onde não é aproveitado todo o potencial.

Para otimizar o rendimento da turbina, é possível fazer um controle onde a turbina pode ser trabalhada no ponto de máxima potência, isto é, no ponto máximo da curva. Isto poder ser

feito instalando um sistema de controle eletrônico de carga (ELC) . Quando o usuário precisar mais carga, o ELC vai liberar a carga de lastro.

Entretanto, propõe-se para a máquina Indalma, um outro tipo de controle sem uso de carga de lastro.

A proposta é manipular a entrada do ar no tubo de sucção por meio da abertura de uma válvula. Esta válvula se encontra localizada na saída da turbina e permite o acesso do ar na turbina. Quando ela perceber que a carga está diminuindo, abrirá o orifício para que o ar entre no tubo de sucção. Garantindo, assim, a mesma rotação da turbina com menos energia.

A figura 31 mostra a curva de potência da turbina Indalma. O gráfico foi resultado do teste feito na bancada. Este foi feito com em uma altura de 4 metros, mantendo a curva constante, fazendo uma regulação no inversor da bancada, com carga variável, realizando testes sem tubo de sucção e com tubo de sucção, onde seu ponto de operação ótimo é em 800 rpm, sem tubo de sucção. Com tubo de sucção, seu ponto é 780 rpm.

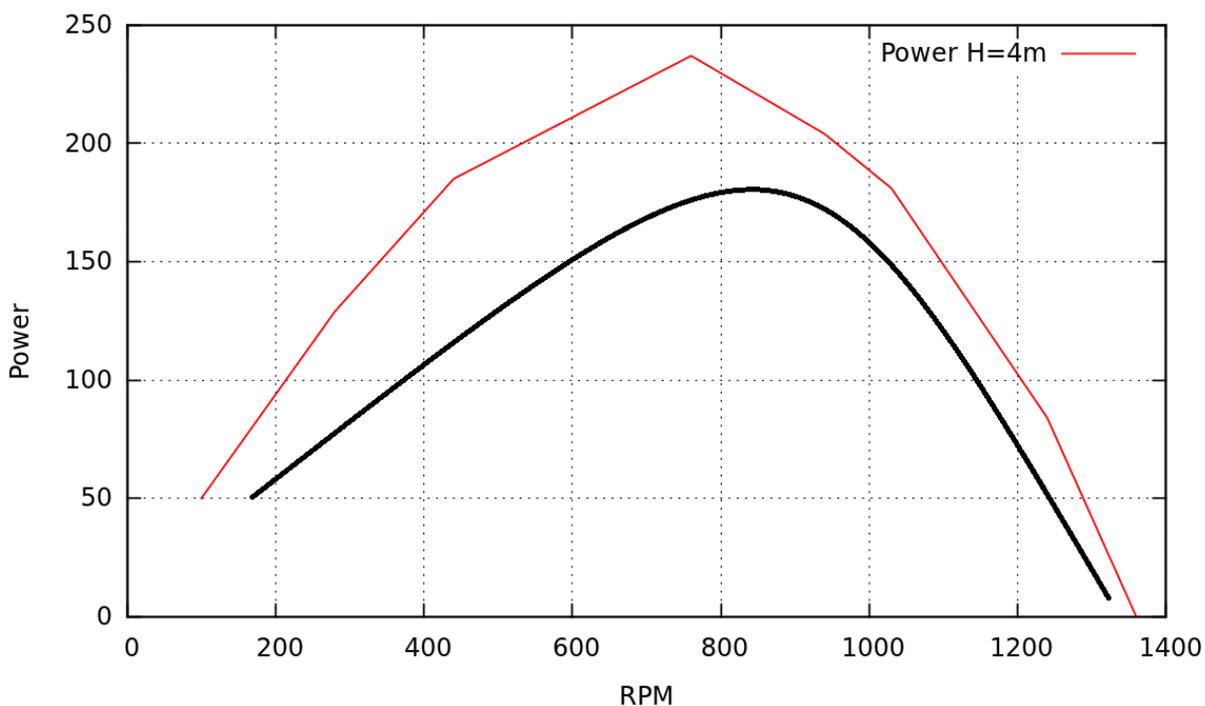


Figura 30. Ponto de operação da turbina na altura de 4 metros com tubo de sucção e sem tubo de sucção.

Vai se posicionar a máquina para trabalhar na faixa de curva na direita do ponto máximo de operação. No momento em que o sistema ficar sem mais carga, a tendência dos rpm é cair. No gráfico 31, é representada a curva com cor verde, que descreve o que acontece no sistema sem tubo de sucção. Mas, para evitar isso, vai-se trabalhar com entrada de ar, o que faz com que os rpm subam de novo ao nível igual ao da potência, que é representada no gráfico 31, em linha vermelha.

Para implementar esse sistema de controle, são necessárias informações a respeito da dinâmica do processo, dentro de uma faixa determinada de abertura da válvula e obter as características dinâmicas do sistema.

Para obter um modelo do sistema, trabalhou-se com a obtenção de dados experimentais com o método de controle com malha aberta, isto é, não há uma realimentação, onde o erro não vai ser corrigido. A figura 31 mostra o diagrama de blocos do sistema.

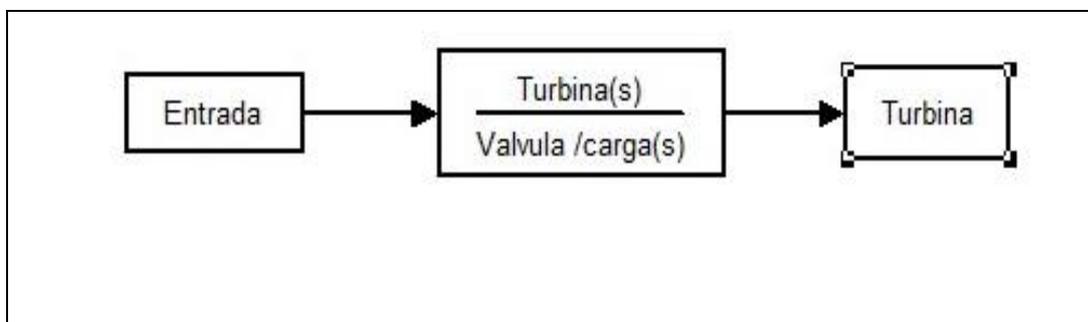


Figura 30. Diagrama de blocos do sistema para obtenção de modelo dinâmico.

A turbina é acionada com carga máxima em malha aberta. Quando a rotação dispara, é nesse momento que a válvula vai abrir para deixar entrar o ar.

A pressão no interior da turbina é menor e nesse momento as rotações da turbina vão aumentar de novo até alcançar as mesmas rotações que fazem com que a turbina trabalhe no ponto de máxima operação.

Para adquirir os dados, faz-se várias medições para saber o comportamento da válvula e das rotações, por exemplo, se trabalha com uma abertura de válvula de 100% e com carga

máxima. O valor das rpm vai ser pego para essa abertura, ou seja, vai se trabalhar com o comportamento estático, o que significa que o sistema vai estar em regime. Depois, deixa-se a válvula aberta a 50% e observa-se como vai ser a resposta do sistema. Fazendo o mesmo processo para obter várias medidas. Variando a abertura da válvula, adquirem-se os dados de entrada e saída do sistema e assim consegue-se uma representação de como vai corresponder a saída com a variação da entrada. Com os resultados obtidos, pode-se alcançar o comportamento do sistema.

Para se obter os dados necessários para ter a resposta do sistema, foi dada uma entrada degrau com a carga máxima da turbina. Esperou-se o sistema estabilizar, chegando ao estado estacionário ou de regímen permanente. Após atingir o regímen permanente, foram medidas todas as variáveis necessárias para saber o comportamento do sistema frente a uma entrada degrau, obtendo-se o gráfico 32 a e 32 b.

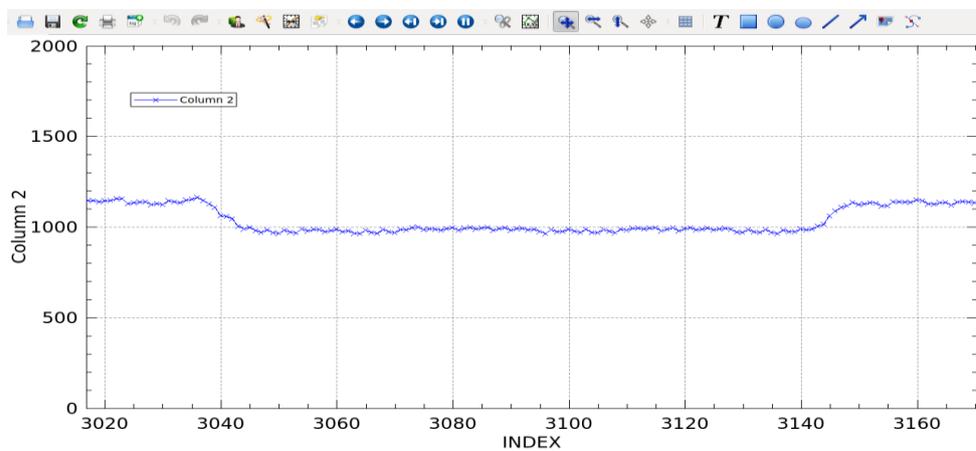


Figura 31. Comportamento do sistema a uma entrada degrau -1

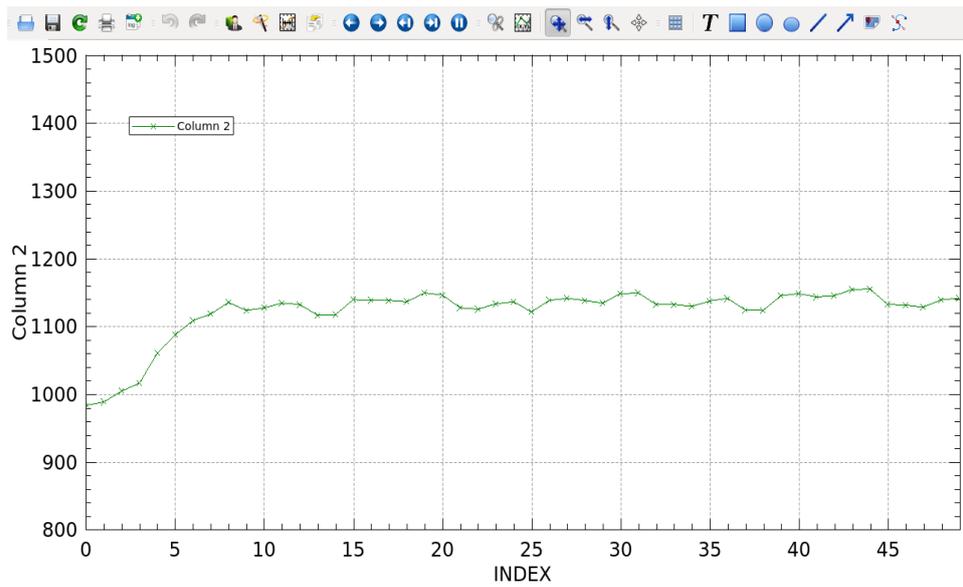


Figura 32. Gráfica da resposta transitória do sistema a uma entrada degrau - 1

4.5 Identificação dos parâmetros de modelo

Para a identificação do sistema que tem o sinal de entrada $u(k)$ e de saída, $y(k)$, do mesmo, propõe-se um modelo matemático que explique, pelo menos de forma aproximada, a relação de ação e reação presente nos dados.

Para chegar à função de transferência que descreva o comportamento do modelo, foi preciso fazer:

- testes dinâmicos e coleta de dados: foram feitos testes de forma que foi extraída informação dinâmica do sistema, onde foi escolhida uma entrada degrau, com um tempo de amostragem de 10 amostras por segundo. Estimação de parâmetros: precisou-se trabalhar com as especificações no domínio do tempo, onde os requisitos para uma resposta ao degrau são [16]:

O **tempo de subida T_r** - é o tempo que leva para o sistema atingir as proximidades de sua referência.

O **tempo de acomodação t_s** - é o tempo necessário para os transitórios do sistema terminarem.

 O **sobressinal M_p** - é o valor máximo que o sistema supera seu valor final dividido pelo seu valor final (é muitas vezes expresso em porcentagem).

 O **tempo de pico t_p** - é o tempo necessário para o sistema alcançar seu ponto máximo.

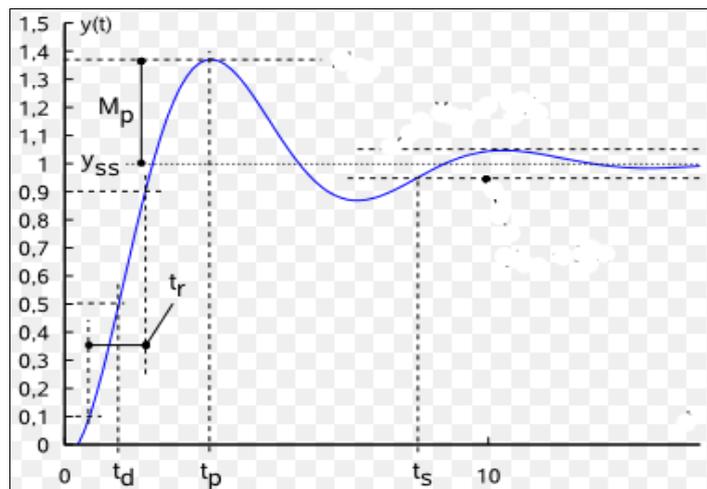


Figura 33. Tempo de subida, acomodação, sobressinal e tempo de pico.
Fonte: Franklin 2013.

Os sistemas de segunda ordem tomam as seguintes designações em função do valor ζ de:

- Sistema sub-amortecido, se $0 \leq \zeta < 1$
- Sistema criticamente amortecido, $\zeta = 1$
- Sistema sobre-amortecido, $\zeta > 1$

Conhecendo os valores ζ de, encontrou-se que o sistema trabalhado é um sistema subamortecido, sabendo que:

$$31.07 = \omega^2$$

$$\omega = 5.57$$

e substituindo em $8.69 \approx 2\zeta\omega_n$, obtém-se que o sistema é subamortecido porque $\zeta = 0.78$

O processamento dos dados foram feitos como se não tivessem ruído nenhum, ainda quando os dados estão contaminados.

Observando a resposta da saída no sistema, julgou-se que um polinômio de segundo grau seria mais adequado para descrever a dinâmica do sistema, onde foi notado que o sistema apresentou um tempo de atraso ou atraso temporal.

A resposta ao degrau padrão de sistema de segunda ordem é mostrada na equação (4.38):

$$H(s) = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (4.38)$$

Para a análise no domínio do tempo, os parâmetros podem ser encontrados de forma analítica, a partir da transformada inversa de Laplace $H(s)/s$, como mostra a equação (4.39) [16]:

$$y(t) = 1 - e^{-\gamma t} \left(\cos(\omega_d t) + \frac{\gamma}{\omega_d} \sin(\omega_d t) \right) \quad (4.39)$$

A equação precedente pode ser manipulada usando a seguinte identidade trigonométrica:

$$A \sin(\alpha) + B \cos(\alpha) = C \cos(\alpha - \beta) \quad (4.40)$$

Onde de forma mais compacta fica representada pela equação (4.41):

$$y(t) = 1 - \frac{e^{-\alpha t}}{\sqrt{1 - \zeta^2}} \cos(\omega_d t - \beta) \quad (4.41)$$

Quando $y(t)$ atinge seu valor máximo, sua derivada será zero:

$$\dot{y}(t) = \gamma e^{-\gamma t} \left(\cos \omega_d t + \frac{\gamma}{\omega_d} (\sin \omega_d t) \right) - e^{-\gamma t} (-\omega_d \sin \omega_d t + \gamma \cos \omega_d t) = 0 \quad (4.42)$$

$$\dot{y}(t) = e^{-\gamma t} \left(\frac{\gamma^2}{\omega_d} + \omega_d \right) \sin \omega_d t = 0 \quad (4.43)$$

Isso ocorre quando

$$\sin \omega_d t = 0 \quad (4.44)$$

então:

$$\omega_d t_p = \pi \quad (4.45)$$

e assim

$$t_p = \frac{\pi}{\omega_d} \quad (4.46)$$

Substituindo a equação (4.46) pela equação (4.41), tem-se a equação:

$$y(t_p) = 1 + M_p = 1 - e^{-\gamma/\omega_d} \left(\cos \pi + \frac{\gamma}{\omega_d} \sin \pi \right) \quad (4.47)$$

$$y(t_p) = 1 + e^{-\gamma\pi/\omega_d} \quad (4.48)$$

Assim, o máximo sobressinal é representado pela equação:

$$M_p = e^{-\pi\zeta/\sqrt{1-\zeta^2}}, \quad 0 \leq \zeta < 1 \quad (4.49)$$

Para definir o tempo de t_s acomodação, usou-se o decaimento exponencial quando atinge a 2% (critério de 2 %) [16]:

$$t_s = \frac{4.6}{\zeta\omega_n} \quad (4.50)$$

Observando o gráfico 36, percebe-se o sinal medido e representado pelo gráfico ponteados; posteriormente, foi feita uma aproximação do gráfico com pontos e o gráfico contínuo mediante uma função de transferência que será apresentada mais à frente.

Analisando o gráfico 36 contínuo e comparado-o com o da figura 35, foram obtidos os seguintes parâmetros:

$$t_p = 0.9 \text{ seg}, M_p = 0.02, t_s = 1.3 \text{ seg}$$

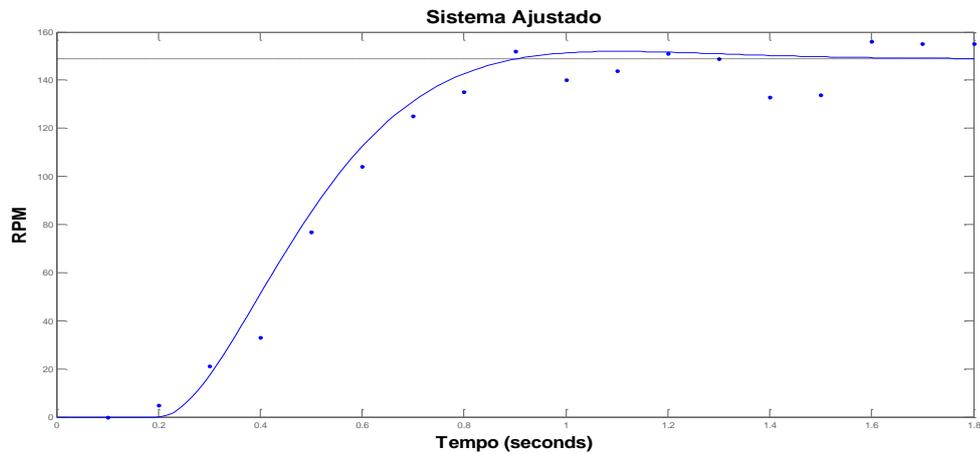


Figura 34. Resposta do sistema a uma entrada degrau (pontos) e ao ajuste dos parâmetros do sistema (línea).

Substituindo as equações 4.46, 4.49 e 4.50, respectivamente, tem-se:

$$0.9 = \frac{\pi}{\omega_d} \quad (4.51)$$

Então:

$$\omega_d = 3.49 H_z \quad (4.52)$$

Com sobressinal tem-se:

$$0.02 = e^{-\pi\zeta/\omega_d} \quad (4.53)$$

obtendo assim que:

$$\zeta = 4.34 \quad (4.54)$$

Os pólos do sistema serão achados através do polinômio característico apresentado na equação (4.55):

$$(s + s\zeta + j\omega_d)(s + s\zeta - j\omega_d) = 0 \quad (4.55)$$

Fazendo a multiplicação dos termos, chega-se a:

$$s^2 + 2\zeta s + \zeta^2 + \omega_d^2 = 0 \quad (4.56)$$

Sendo a função característica do sistema a equação (4.56).

Substituindo os valores encontrados, obtém-se a função de transferência para o sistema:

$$H(s) = \left(\frac{4627e^{-0.2s}}{s^2 + 8.692s + 31.07} \right) \quad (4.57)$$

Onde $e^{-0.2s}$ é o atraso temporal.

Para simulação da função de transferência do sistema, em matlab, foi feita a normalização do sistema:

$$K_1 = \frac{K}{\omega_n^2} = 31.06 \quad (4.58)$$

Onde a função de transferência é representada pela equação (4.59):

$$H(s) = \left(\frac{31.06e^{-0.2s}}{s^2 + 8.692s + 31.07} \right) \quad (4.59)$$

4.6 Proposta de um controlador PID e Preditor de Smith

Neste item será apresentada uma proposta de controlador para a turbina Indalma.

A introdução de um controlador em um determinado sistema visa à modificação de sua dinâmica, manipulando a relação de entrada-saída através da atuação sobre um ou mais dos seus parâmetros, tendo como objetivo satisfazer certas especificações com relação à sua resposta. Para o sistema, decidiu-se trabalhar com um controlador PID (Proporcional, Integral, Derivativo).

A relação entre a saída do controlador $u(t)$ e o sinal de erro $e(t)$ da ação de Controle Proporcional Integral Derivativo é dada por:

$$u(t) = K_p e(t) + K_p T_d \frac{de(t)}{dt} + \frac{K_p}{T_i} \int e(t) \quad (4.60)$$

Onde:

- a constante proporcional (K_p), o tempo integral (T_i) e o tempo derivativo (T_d) são dependentes entre eles.

O controlador no domínio de Laplace é definido como:

$$U(s) = K_p E(s) + K_p T_d s E(s) + \frac{1}{T_i s} E(s) \quad (4.61)$$

É importante saber as características do controlador PID para saber as alterações que sofre o controlador quando mudar os ganhos dele, como apresenta a tabela 10.

Tabela 10. Característica dos controladores.

Tipo de controle	Tempo de subida (t_p)	Sobre impulso (M_p)	Tempo de estabilização (t_s)	Erro de estado estacionário (e_{ss})
Proporcional K_p	Diminui	Aumenta	Pequena alteração	Diminui
P. Integral T_i	Diminui	Aumenta	Aumenta	Elimina
P. Derivativa T_d	Pequena alteração	Diminui	Diminui	Pequena alteração

Quando os modelos matemáticos da planta são desconhecidos, como neste caso, eles sugerem um conjunto de valores K_p, T_i, T_d que vão proporcionar uma operação estável do sistema. Como método de sintonia do controlador, foram usadas as regras de Ziegler – Nichols (Z-N), as quais fornecem estimativas que proporcionam o ponto de partida da sintonia fina e não os valores definitivos de K_p, T_i, T_d , na primeira tentativa.

Existem dois métodos sobre sintonização de controles com as regras de Z-N, mas aqui será trabalhado o primeiro método de Z-N, onde obtém-se a resposta da planta a uma entrada degrau unitária.

Se a planta não possui integradores nem pólos complexos conjugados dominantes, então essa curva de resposta ao degrau unitário pode ter o aspecto de um S, como mostrado na figura 37. Esse método é aplicado se a curva de resposta ao degrau de entrada tiver a forma de um S. Essa curva de resposta ao degrau pode ser gerada experimentalmente ou a partir de uma simulação dinâmica da planta em malha aberta [17].

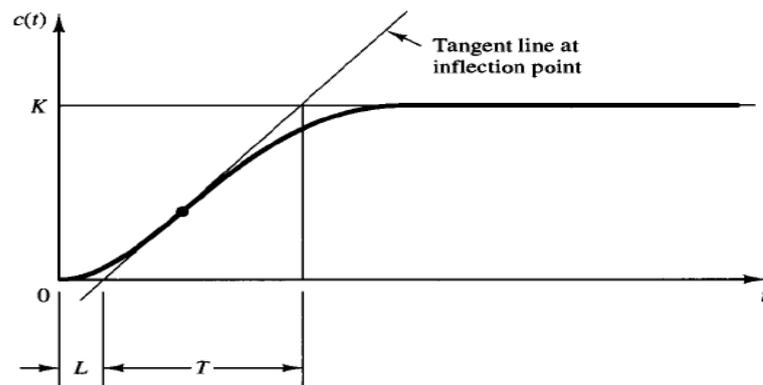


Figura 35. Curva de resposta ao degrau unitário. Fonte: Ogata

A curva com formato em S pode ser caracterizada através de duas constantes, o atraso L e a constante tempo T . O atraso e a constante de tempo são determinados desenhando-se uma linha tangente no ponto de inflexão da curva com formato de S e determinando-se a interseção da linha tangente com o eixo dos tempos e linha $c(t) = K$. [17]

No caso da planta aqui trabalhada, os dados serão:

$$L = 0.05$$

$$T = (0.45 - 0.05) = 0.4$$

Usando a tabela 11, proporcionada para a sintonização por este método, obtém-se os parâmetros para o desenho do controlador.

$$K_p = 9.6$$

Fazendo uso das ferramentas de Matlab $K_p = 9.6$ para a realização do desenho do controlador PID e seguindo a descrição específica, a equação que descreve o controlador é dada por:

$$K_p = 9.6 \quad T_i = 0.1 \quad T_d = 0.025$$

Tabela 11. Sintonização de Ziegler-Nichols com base na resposta degrau da planta.

Tipo de controlador	Kp	Ti	Td
P	$\frac{1}{k} \left(\frac{T}{L} \right)$	∞	0
PI	$\frac{0.9}{K} \left(\frac{T}{L} \right)$	$\frac{L}{0.3}$	0
PID	$\frac{1.2}{K} \left(\frac{T}{L} \right)$	2L	0.5L

Obtendo a função de transferência do controlador:

$$G_c(s) = \frac{0.24S^2 + 9.6S + 96}{S} \quad (4.62)$$

Em um controle PID real em vez do termo T_dS empregamos:

$$\frac{T_d S}{1 + \gamma T_d S}, \gamma = 0.1T_d \quad (4.63)$$

ou seja, que $\gamma \approx 0.0025$

Substituindo na equação 4.62:

$$G_c(s) = \frac{0.24S^2 + 9.6S + 96}{S(1 + 0.025S)} \quad (4.64)$$

Esta configuração é feita pelo fato que o derivador puro é sensível às altas frequências e é uma forma de limitação.

Em aplicações industriais é comum ter atrasos entre as variáveis de entrada e saída do processo. Segundo Normey-Rico e Camacho [18], processos com tempo morto são difíceis de controlar usando controladores convencionais, tais como PID, pois:

- o efeito das perturbações só é detectado depois de um determinado tempo;
- o efeito da ação de controle demora a fazer efeito na variável manipulada;
- a ação de controle se baseia no erro atual, e tenta corrigir uma situação causada por uma ação do passado.

Estas dificuldades podem ser explicadas no domínio da frequência, pois o tempo morto introduz um decremento de fase no sistema, diminuindo o ganho de fase e podendo levar o sistema à instabilidade.

A utilização de técnicas tradicionais de controle, como PID em processos com tempo morto, exige que os ajustes dos parâmetros sejam feitos de forma conservadora para garantir a estabilidade do sistema em malha fechada, produzindo assim respostas lentas.

O preditor de Smith (“Smith Predictor” SP) é o primeiro sistema de controle proposto que introduz um compensador de atraso (“dead-time compensator” DTC) que se baseia na inclusão do modelo do processo com atraso na malha de controle [17].

O preditor de Smith é formado por controlador, um tempo de atraso e a função de transferência da planta. A figura 38 descreve o sistema.

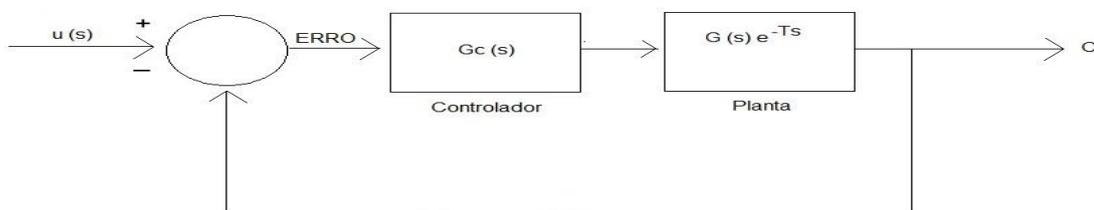


Figura 36. Sistema em malha fechada com atraso temporal

A figura 39 mostra o preditor de Smith com malha secundária no diagrama de blocos.

A saída no preditor de Smith está dada por:

$$u(s) = C_1(s) \left(\text{erro}(s) - (1 - e^{-s\Delta}) \right) \quad (4.65)$$

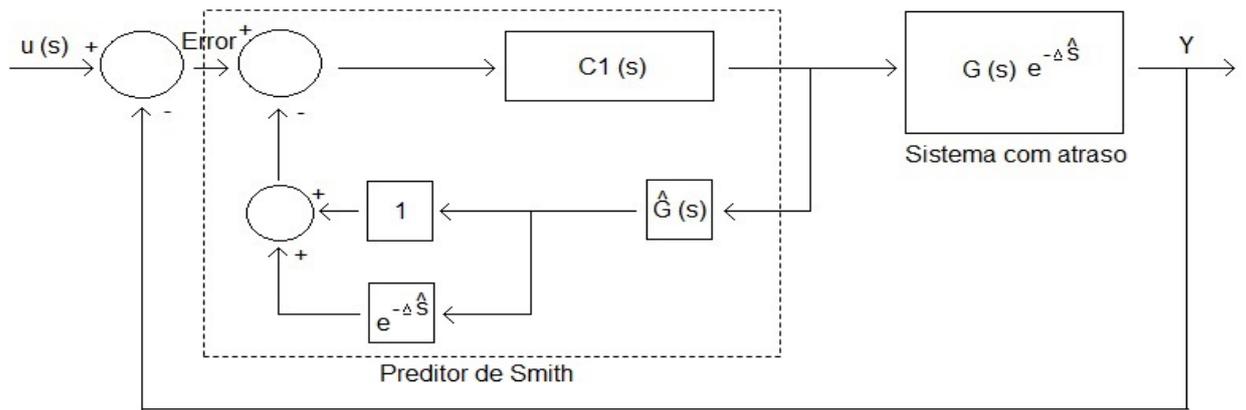


Figura 37. Preditor de Smith

A função de transferência entre Y e ref. é:

$$\frac{Y}{ref} = \frac{\frac{e^{-\Delta s} G(s) c_1(s)}{1 + (1 - e^{-\Delta s}) \hat{G}(s) c_1(s)}}{1 + \frac{e^{-\Delta s} G(s) c_1(s)}{1 + (1 - e^{-\Delta s}) \hat{G}(s) c_1(s)}}} = \frac{e^{-\Delta s} G(s) c_1(s)}{1 + (1 - e^{-\Delta s}) \hat{G}(s) c_1(s) + e^{-\Delta s} G(s) c_1(s)} \quad (4.66)$$

Se o preditor de Smith possui um modelo idêntico à dinâmica da planta, então pode-se fazer a seguinte aproximação:

$$e^{-\Delta s} \hat{G}(s) \approx e^{-\Delta s} G(s) \quad (4.67)$$

O sistema controlado resume-se como mostra a figura 4.15 cuja função de transferência é dada pela equação:

$$\frac{Y}{ref} = e^{-\Delta s} \left(\frac{G(s)c_1(s)}{1 + G(s)c_1(s)} \right) \quad (4.68)$$

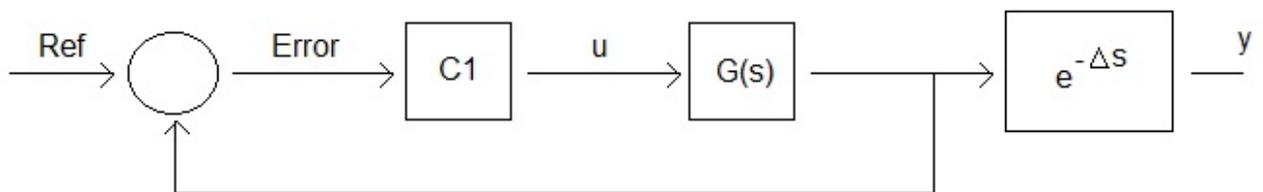


Figura 38. Sistema com preditor de Smith.

Com a ferramenta de Matlab, simulink, como se mostra na figura 41, e os diagramas de bloco, foi feita a simulação do controlador usando o preditor de Smith, obtendo como resultado:

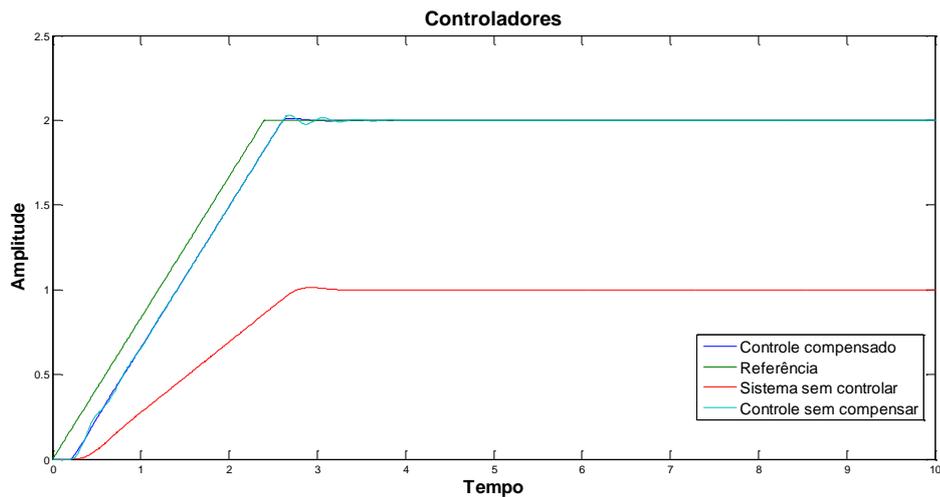


Figura 39. Simulação do controlador PID usando preditor de Smith.

No gráfico, a curva de cor azul é a resposta ao degrau do sistema sem controle, a vermelha é a resposta do controlador PID e a amarela é a resposta do controlador PID com sintonização fina. A curva roxa é a resposta quando é aplicado o preditor de Smith, onde é claro que o sinal realimentado produzido pelo preditor antecipa a reação do sistema para mudanças na referência. A simulação foi feita sem ruído.

Para verificar se o controle está trabalhando de forma adequada, foi simulado no sistema um ruído, onde se provou a eficiência do controle. A figura 42 mostra o comportamento do sistema.

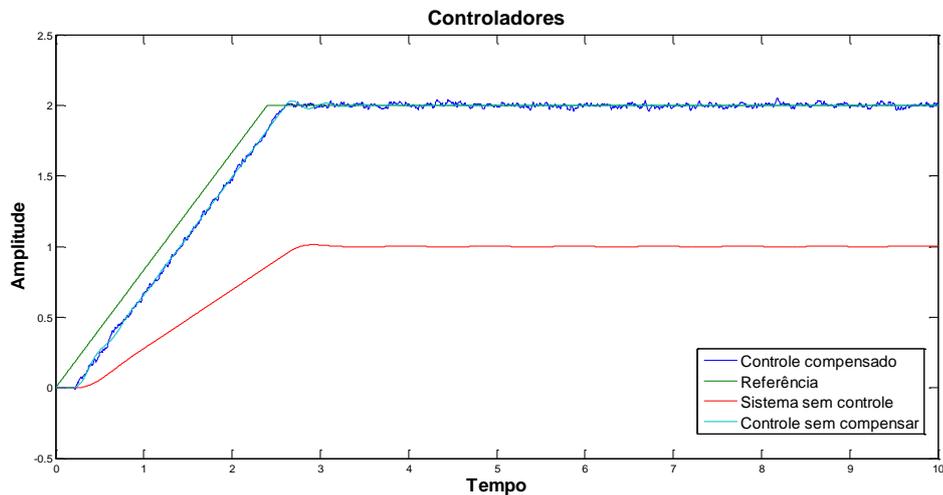


Figura 40. Controle com ruído.

A figura 43 é o diagrama de blocos feito em simulink, onde foi inserido o preditor de Smith, inserindo um *delay* no sistema.

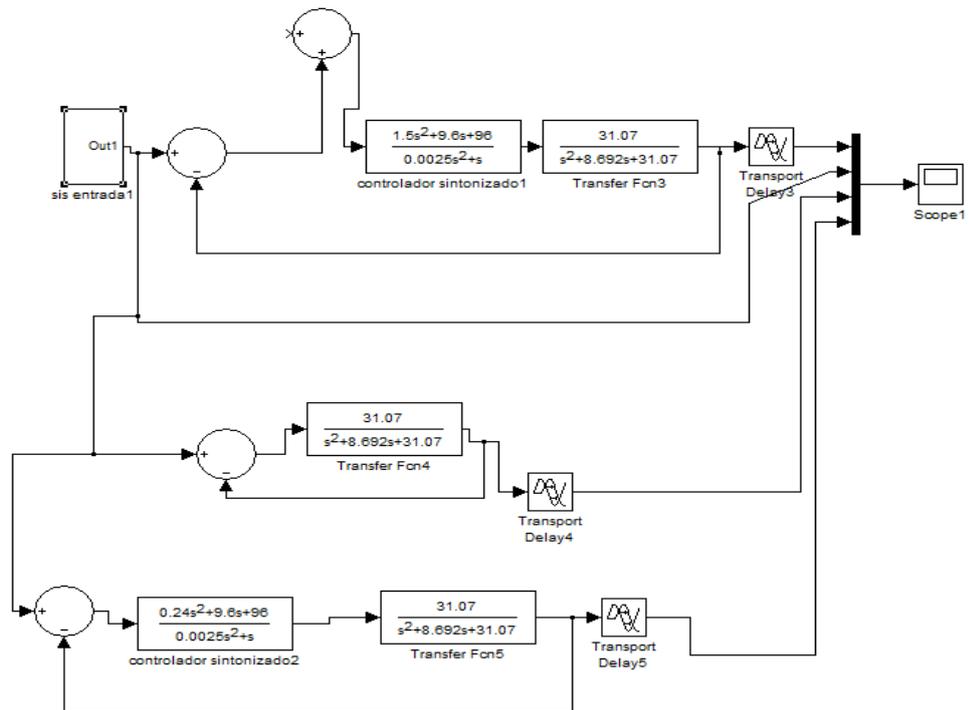


Figura 41. Diagrama de blocos do controlador PID com preditor de Smith.

Na turbina Indalma não foram realizadas medidas de valores unitários, pois não tinha o valor da potência nem o valor do ponto máximo de operação. Para conhecer o comportamento da turbina, foram adquiridos dados de vazão, torque, pressão e rpm.

A estratégia da turbina Indalma é trabalhar do lado direito da curva de potência para alcançar o máximo de potência gerada pela turbina. Para melhorar o rendimento, é possível fazer um controle sem uso de carga lastro. A proposta de controle é manipular a entrada de ar no tubo de sucção por meio da abertura de uma válvula. Para implementar o controle, é preciso saber a dinâmica do processo, ou qual foi obtido ao gerar uma entrada degrau no sistema, podendo, assim, conseguir a função de transferência.

Foi feito um desenho de controle para visar à modificação de sua dinâmica, tendo como objetivo satisfazer certas especificações com relação a uma resposta. Decidiu-se trabalhar com um controlador PID, implementando o preditor de Smith, que tem a função de minimizar alguns efeitos indesejados devido ao tempo morto comum na planta, fazendo uma compensação dinâmica ideal do sistema.

CONCLUSÕES

A principal peça numa usina hidrelétrica é a turbina, que transforma a energia hidráulica em energia mecânica. As turbinas podem ser classificadas em turbinas de reação e de ação. Estas turbinas podem ser usadas em grandes centrais como em pequenas centrais hidrelétricas, onde é comum usar turbinas do tipo não convencionais, tais como BFT, Michell Banki e, atualmente, a turbina Indalma, que é considerada entre as turbinas centrípeta e axial.

A turbina é uma máquina muito receptiva e é capaz de acelerar desde uma velocidade pequena a uma velocidade maior em torno de segundos. Aqui a importância de uma estratégia de controle para centrais hidrelétricas, como é o controle simplificado, fazendo uso de um controlador, de baixo custo, como é controlador eletrônico de carga ELC, permitindo o uso da turbina sem dispositivos de regulação de vazão e de controle. Além deste mecanismo, existe outro que não faz uso de controlador, pois usa 75% da faixa da curva de operação da turbina.

Para saber o comportamento de uma turbina hidráulica e as condições de funcionamento é preciso medir direta ou indiretamente as grandezas, as quais permitem calcular as condições de funcionamento e o comportamento da unidade. Isto é possível através do ensaio de turbinas hidráulicas, segundo as normas da ABNT, onde as bancadas para ensaio têm que ter, no mínimo: tubo e bombas, medidores de potência, sensores de pressão de vazão, como vertedouro, sensores para medir as diferentes faixas de pressão, que podem ser medidas tanto na entrada como na saída da turbina, sensores para torque e rpm, que podem ser medidos pelo dinamômetro de absorção.

A bancada encontra-se no laboratório da Universidade de Brasília, no *campus* Gama e foi desenvolvida para ensaiar a turbina Indalma. A informação que interessa ao usuário é a capacidade de geração de energia em função da altura e da vazão.

O circuito da turbina tem medição de pressão na entrada e na saída da turbina, como medidor de pressão manométrico. A vazão é controlada por um inversor, igual ao que é controlada a coluna da água; a vazão é medida pelo vertedouro triangular e a medição de torque e rpm foi feita com o freio de Prony.

Na bancada de ensaio é necessário realizar medidas de vazão, pressão e potência mecânica

desenvolvidas pela turbina. Razão pela qual foi desenvolvido um sistema baseado em microcontroladores; foram feitos dois módulos: um módulo à aquisição de dados de pressão e outro módulo à aquisição de dados de torque e rpm. Os dados medidos pelos sensores são enviados por meio de uma comunicação serial para o computador.

Na turbina Indalma não foram realizadas medidas de valores unitários, pois não tinha o valor da potência nem o valor do ponto máximo de operação. Para conhecer o comportamento da turbina foram adquiridos dados de vazão, torque, pressão e rpm.

A estratégia da turbina Indalma é trabalhar do lado direito da curva de potência para alcançar o máximo de potência gerado pela turbina. Para melhorar o rendimento, é possível fazer um controle sem uso de carga lastro. A proposta de controle é manipular a entrada de ar no tubo de sucção por meio de abertura de uma válvula. Para implementar o controle é preciso saber a dinâmica do processo, ou qual foi obtido ao gerar uma entrada degrau no sistema, podendo assim, conseguir a função de transferência.

Foi feito um desenho de controle visando à modificação de sua dinâmica, tendo como objetivo satisfazer certas especificações com relação a uma resposta. Decidiu-se trabalhar com um controlador PID, implementando o preditor de Smith, que tem a função de minimizar alguns efeitos indesejados devido ao tempo morto comum na planta, fazendo uma compensação dinâmica ideal do sistema.

TRABALHOS FUTUROS

Foi estudado o comportamento dinâmico da turbina com tubo de sucção na saída da turbina. Também se logrou fazer um desenho e simulação do controle para a turbina Indalma. Sugere-se que para trabalhos futuros seja implementado o controlador aqui desenhado com os parâmetros encontrados.

BIBLIOGRAFIA

- [1] SÁ, Cleber Malta de. **Micro, Mini e PCHs Pequenas Centrais Hidrelétricas**. Goiânia, 2009.
- [2] CENTRO NACIONAL DE REFERÊNCIA DE PEQUENAS CENTRAIS HIDRELÉTRICAS. **Micro e Mini Centrais Hidrelétricas: Soluções para Comunidades Isoladas da Região Amazônia**. 1. ed., 2008.
- [3] SOUZA, de Z, FUCHS, R.D., MOREIRA, A.H. **Centrais hidro e termelétricas**, 1983.
- [4] S. L. Dixon, B. Eng., Ph.D., C. A. Hall, Ph.D. **Fluid Mechanics and thermodynamics of turbomachinery**. 6 ed.
- [5] BARRETO, Eduardo José Fagundes; FILHO, Geraldo Lúcio Tiago. **Pequenos Aproveitamentos Hidroelétricos**. Soluções energéticas para a Amazônia. 1. Amazônia, 2008.
- [6] MACINTYRE, A.J. **Máquinas Motrizes Hidráulicas**. Rio de Janeiro, 1983.
- [7] SLOOT, N, et all. EXPERIMENTAL ASSESSMENT OF AN INDALMA HYDRAULIC MICRO TURBINE WITH A PRONY BREAK. 3. Seminário e Mostra de Microgeração Distribuída.
- [8] MOHD, AzlanIsmaila; Al KhalidOthmanb, Shahidul Islamb, HushairiZenb. **School of Engineering and Information Technology**. University Malaysia Sabah, Malaysia . A Review: End Suction Centrifugal Pump Operating in Turbine Mode for Microhydro Applications.
- [9] DORF, Richard C.; ROBERT, H. *Modern Control Systems*. Indiana, U.S.A., 1998.

- [10] HARVEY, Adam; BROWN, Andi, HETTIARACHI, Priyantha; INVERSIN, Allen. **Micro- Hydro Design Manual**. A guide to small- scale power schemes. 1993.
- [11] ABNT. NBR 13403 – Medição de vazão em efluentes líquidos e corpos receptores - Escoamento livre - Procedimento. Brasil: Associação Brasileira de Normas Técnicas, 1995.
- [12] SILVA JUNIOR, Vidal Pereira da. **Microcontroladores**. São Paulo.
- [13] SILVA, J. C. L. V. **Modelagem, Controle e Simulação da Dinâmica Eletromecânica de uma Micro Usina Hidrelétrica na Amazônia**. 2003. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica). Instituto Militar de Engenharia. Rio de Janeiro, 2003.
- [14] WORKING GROUP ON PRIME MOVER AND ENERGY SUPPLY MODELS FOR SYSTEM DYNAMIC PERFORMANCE STUDIES, Hydraulic Turbine and Turbine Control Models for System Dynamic Studies, IEEE Transactions on Power Systems. v. 7, n. 1. Fev., 1992.
- [15] KUNDUR, P. **Power System Stability and Control**. McGraw-Hill, New York, 1994.
- [16] FRANKLIN Gene F.; POWELL, David J.; EMAMI-NAEINI, Abbas. **Sistemas de Controle para Engenharia**. 6. ed. Bookman Editora.
- [17] OGATA, Katsuhiko. **Ingeniería de Control Moderna**. Prentice Hall.

[18] NORMEY-RICO, J.E., CAMACHO, E.F. **Control of Dead-Time Processes**. Springer-Verlag. London limited. 2007.

ANEXOS

ANEXO A: PROGRAMA FEITO PARA MEDIR RPM E TORQUE COM O KIT CW 552 .

```
1 // Projeto bancada hydraulica medir de torque e rpm
2 //
3 // 16/09/2013 Inicio - Montagem de hardware basica
4 // 20/09/2013 Versao Olga ..... cw552_torque_rpm_v1.c
5 //
6
7
8 #include <8051.h>
9
10 #define TH 0xFF & ((0xffff-((11059200/1000)/12)) >> 8)
11 #define TL 0xFF & (0xffff-((11059200/1000)/12))
12
13 unsigned int milisegu;
14 unsigned char segundos,minutos,horas,frequen,roda;
15 unsigned char contador_dist,contador_vel,contador_rpm;
16 unsigned char can0,can1,cmb,rpm;
17
18
19 /*****
20 *      Rotinas para Porta Serial      *
21 *****/
22 #define baud      0xFD          /* 100h-(11590000/(12*32*9600)) */
23
24 void putchar (unsigned char a)
25 {
26     while(!TI);
27     TI=0;
28     SBUF=a;
29 }
30
31 unsigned char getchar(void)
32 {
33     while(!RI);
34     RI=0;
35     return(SBUF);
36 }
```

```

37
38 void ser_str(char *s)
39 {
40     do putchar(*s);
41     while (*++s);
42 }
43 }
44
45 void ser_bcd(unsigned char a)
46 {
47     putchar('0'+a/100);
48     a=a%100;
49     putchar('0'+a/10);
50     putchar('0'+a%10);
51 }
52
53 void ser_int(unsigned int a)
54 {
55     putchar('0'+a/1000);
56     a=a%1000;
57     putchar('0'+a/100);
58     a=a%100;
59     putchar('0'+a/10);
60     putchar('0'+a%10);
61 }
62
63 /* rotinas LCD */
64
65 __xdata __at (0x3801) Lcd_dado;
66 __xdata __at (0x3800) Lcd_cont;
67
68
69 void wr_ctr_lcd(unsigned char a)
70 {
71     int i;
72     Lcd_cont = a;
73     for (i=1;i!=5000;i++);
74 }
75
76 void delay_lcd(void)
77 {
78     int i;
79     for (i=1;i!=5000;i++);
80 }
81
82 void wr_lcd(unsigned char a)
83 {
84     unsigned char i;
85     Lcd_dado = a;
86     for (i=1;i!=250;i++);
87 }
88
89 void limpa_lcd(void)
90 {
91     wr_ctr_lcd(1);
92 }
93

```

```

94 #define linha1      0x80
95 #define linha2      0xc0
96 void goto_lcd(unsigned char l, unsigned char c )
97 {
98     unsigned char a=0;
99     if (l==1) a=linha1;
100    if (l==2) a=linha2;
101    wr_ctr_lcd(a+c-1);
102 }
103
104
105 void ini_lcd(void)
106 {
107    wr_ctr_lcd(0x38);
108    delay_lcd();
109    wr_ctr_lcd(0x38);
110    delay_lcd();
111    wr_ctr_lcd(0x06);
112    delay_lcd();
113    wr_ctr_lcd(0x0E);
114
115    delay_lcd();
116    wr_ctr_lcd(0x01);
117    delay_lcd();
118 }
119
120 void lcd_str(char *s)
121 {
122    do wr_lcd(*s);
123    while (*++s);
124 }
125
126 void lcd_hex(unsigned char i)
127 {
128    char s;
129    char ii;
130    ii =(i >> 4) & 0x0F;
131    s= ii < 0x0A ? (ii+'0') : (ii+'7');
132    wr_lcd(s);
133    ii =i & 0x0F;
134    s= ii < 0x0A ? (ii+'0') : (ii+'7');
135    wr_lcd(s);
136 }

```

```
137
138 void lcd_bcd(unsigned char a)
139 {
140     wr_lcd('0'+a/100);
141     a=a%100;
142     wr_lcd('0'+a/10);
143     wr_lcd('0'+a%10);
144 }
145
146 void lcd_int(unsigned int a)
147 {
148     wr_lcd('0'+a/1000);
149     a=a%1000;
150     wr_lcd('0'+a/100);
151     a=a%100;
152     wr_lcd('0'+a/10);
153     wr_lcd('0'+a%10);
154 }
155
156
157 void lcd_bcd2(unsigned char a)
158 {
159     // wr_lcd('0'+a/100);
160     a=a%100;
161     wr_lcd('0'+a/10);
162     wr_lcd('0'+a%10);
163 }
164
165 __sfr __at (0xC5) ADCON ;
166 __sfr __at (0xC6) ADCH ;
167
168
169
```

```

170 unsigned char le_canal(unsigned char x)
171 {
172     unsigned char dado_hi;
173     ADCON=8+x; // incia a conversao ADC0
174     while((ADCON & 0x10)!= 0x10); // espera terminar conversao
175     dado_hi=ADCH;
176     ADCON=0; // reseta o bit flag
177     return(dado_hi);
178 }
179
180 int le_adc_16bits(unsigned char canal)
181 {
182     int dado;
183     ADCON=canal;
184     ADCON=ADCON+8;
185     while ((ADCON & 16)!=16);
186     dado=ADCH;
187     dado=(dado<<8) + (ADCON >>6);
188     ADCON=0;
189
190     return (dado);
191 }
192 }
193
194
195
196
197 void delay(void)
198 {
199     int i;
200     for(i=0;i!=1000;i++);
201 }
202

```

```

203 void interupcoes_ext0(void) __interrupt 0
204 {
205     contador_vel++;
206     contador_dist++;
207 }
208
209 void interupcoes_ext1(void) __interrupt 2
210 {
211     contador_rpm++;
212 }
213
214
215 void clock(void) __interrupt 1 __using 1 /* interupcao do TIMER0 - clock do sistema
216 {
217     TH0=TH;
218     TL0=TL;
219     if (milisegu--==0)
220     {
221         milisegu=999;
222         segundos++;
223         frequen=contador_vel; contador_vel=0; // medicao velocidade
224         rpm=contador_rpm; contador_rpm=0;
225
226         // dispara dados seriais
227
228         if (segundos==60)
229         {
230             segundos=0;
231             if (minutos++==60) { horas++; minutos=0;}
232         }
233     }
234 }
235
236
237 void tela(void)
238 {
239     //
240     //
241     goto_lcd(1,1);lcd_str("An0=XXX Vel=XXX RPM=XXX PronyBr x");
242     goto_lcd(2,1);lcd_str("An1=XXX Dst=XXX cmb=XXX% time= xx:xx:xx");
243 }
244

```

```

245 void mostra_dados(void)
246 {
247     unsigned int x;
248     goto_lcd(1,39);wr_lcd(roda+'0');
249     goto_lcd(2,39);lcd_bcd2(segundos);
250     goto_lcd(2,36);lcd_bcd2(minutos);
251     goto_lcd(2,33);lcd_bcd2(horas);
252
253     goto_lcd(1, 5); can0=le_canal(0); lcd_bcd(can0);
254     goto_lcd(2, 5); can1=le_canal(1); lcd_bcd(can1);
255
256     goto_lcd(2,13);lcd_bcd(contador_dist);
257     goto_lcd(1,13);lcd_bcd(frequen);
258
259     goto_lcd(2,22);x=can0*100; cmb=x/can1; lcd_bcd(cmb);
260     goto_lcd(1,22);lcd_int(rpm*60);
261
262 }
263
264 void main(void)
265 {
266
267
268     IE0=0;
269     TCON=0;
270     TMOD=0x21;
271     SCON=0x52;
272     RI=0;
273
274     TH1=baud;
275     TR1=1;
276     TH0=TH;
277     TL0=TL;
278     TR0=1;
279     ET0=1;
280     PT0=1;
281     IT0=1;
282     INT0=1;
283     EX0=1;
284     IT1=1;
285     INT1=1;
286     EX1=1;
287     P1=0xFF;
288     milisegu=500;
289     contador_vel=0;
290     contador_dist=0;
291     contador_rpm=0;
292

```

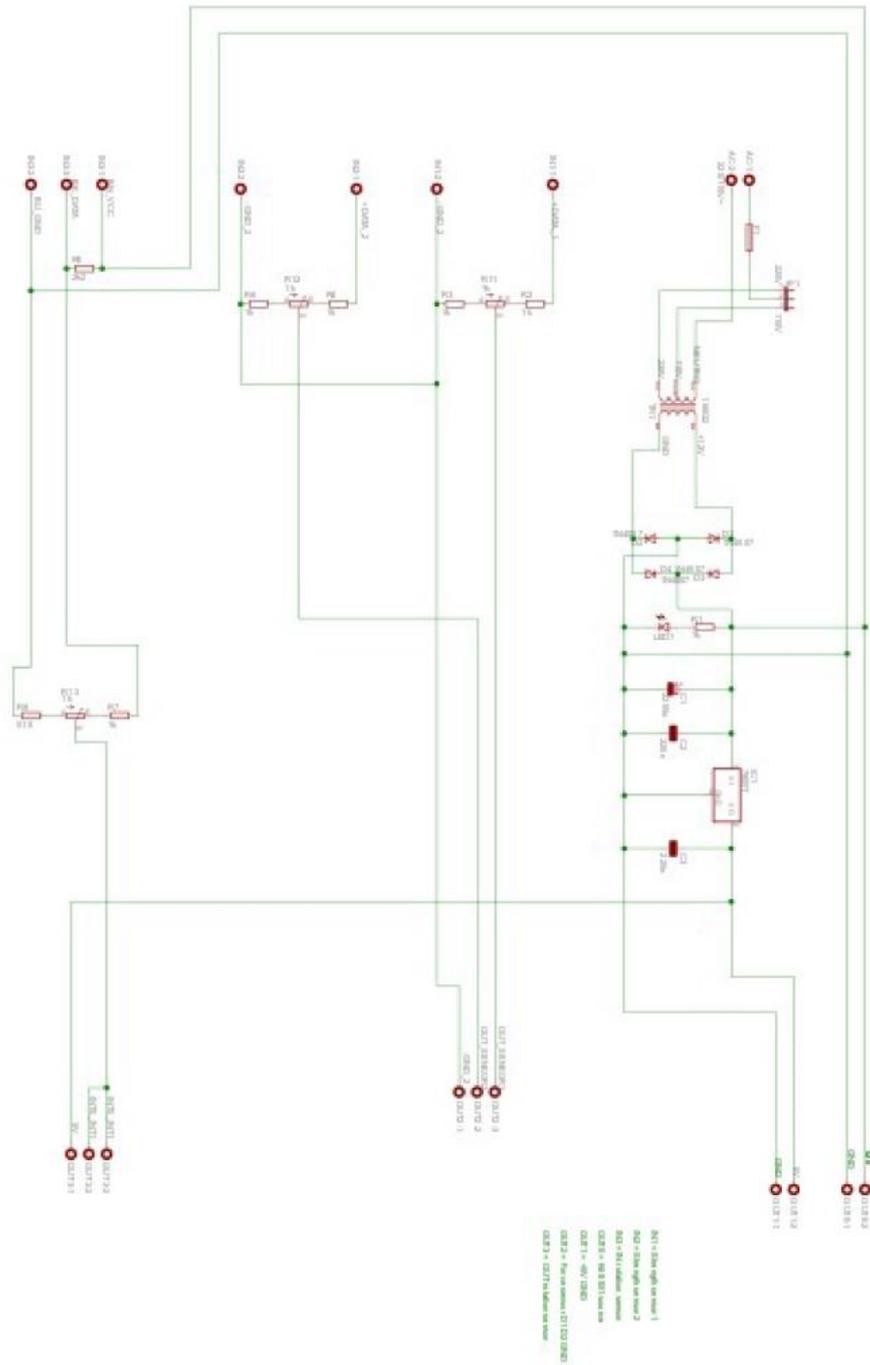
```

293 segundos=0;
294 minutos=0;
295 horas=0;
296 roda=0;
297 cmb=0;
298 rpm=0;
299 frequen=0;
300 ini_lcd();
301 tela();

302
303 EA=1;
304 while(1)
305 {
306   mostra_dados(); if (roda++==9) roda=0;
307   if (RI)
308   {
309     switch (getchar() //=='L')
310     {
311       case 'L': //ser_bcd(frequen);      putchar(' ');
312                 ser_bcd(rpm);          putchar(' ');
313                 ser_int(rpm*60);       putchar(' ');
314                 //ser_bcd(contador_dist); putchar(' ');
315                 ser_bcd(can0);         putchar(' ');
316                 ser_bcd(can1);
317                 putchar('\n');
318 //              putchar(13);
319                 break;
320       case 'I': ser_str("Medidor de potencia prony break \n\r"); break;
321       case 'R': ser_str("Reset \r\n");
322                 __asm
323                 ljmp 0000
324                 __endasm;
325                 break;
326 //      case 'X': break;
327     }
328   }
329 }
330 }
331

```

ANEXO B: DIAGRAMA DO KIT CW 552



ANEXO C: CÓDIGO DOS PROGRAMAS QUE FORAM FEITAS EM ARDUINO À OBTENÇÃO DOS DADOS FORNECIDOS PELO FREIO DE PRONY E PELOS SENSORES.

C.1. PROGRAMA PARA MEDIR PRESSÃO FEITO EM ARDUINO LEONARDO.

```
1
2 /* Arduino UNO - Programa para leitura de sensores de presso e fluxo*/
3
4 #include <LiquidCrystal.h>
5
6 const int PWMPin = 9;
7 const int sensorPin = A0;
8 const int sensorPin1 = A1;
9 const int sensorPin2 = A2;
10 const int sensorPin3 = A3;
11
12 float reading = 0.0, reading1 = 0.0, reading2 = 0.0, reading3 = 0.0;
13
14
15 const unsigned int tempo = 1;
16 const unsigned int printDelay = 500;
17 const unsigned int Delay = printDelay/18;
18
19 volatile unsigned long pulseTime;
20 volatile unsigned long lastTime;
21 volatile double flowRate = 0.0;
22 const float flowRateFactor = 1.0; //Quantidade de litros que passam no sensor de fluxo por pulso
23
24
25 void setup()
26 {
27   pinMode(PWMPin, OUTPUT);
28   Serial.begin(9600);
29   Serial.flush();
30   delay(1000);
31   attachInterrupt(0,flowSense,FALLING); //L interrupt associado ao IRQ0 = pin2
32 }
33
34 void loop() {
35
36
37 //+++++++ANALOG_PIN_A1_(1000mBar_differential_pressure_transmitter)+++++++
38   reading1 = variable1();
39
40   // usar para número inteiro em vez de valor float
41   Serial.print(reading1);
42   Serial.print(" ");
43   Serial.println("");
44
45   analogWrite(PWMPin, 1023);
46   Serial.flush();
47   delay(printDelay);
48
49 }
```

```

50 //+++++++_FUNCTIONS_+++++++
51
52
53 //Usado para entrada analgica na entrada A0 (250mBar differential pressure transmitter_DELTA-trans)
54 float variable(){
55     float value[Dlay/tempo];
56     float meanValue = 0.0;
57     float anaVal = 0.0;
58     float calc = 0.0;
59     for (int i=0; i<(Dlay/tempo); i++){
60         anaVal = analogRead(sensorPin);
61
62         value[i] = anaVal;
63         delay(tempo);
64     }
65     float sum=0.0;
66     for (int j=0; j<(Dlay/tempo); j++){
67         sum = sum + value[j];
68     }
69     meanValue = (sum/(Dlay/tempo));
70     return meanValue;
71 }
72
73
74 // Usado para entrada analgica na entrada A1 (2,5 bar pressure sensor)
75 float variable1(){
76     float value[Dlay/tempo];
77     float meanValue = 0.00;
78     float anaVal1 = 0.00;
79     for (int i=0; i<(Dlay/tempo); i++){
80
81         anaVal1 =(2.5472*analogRead(sensorPin1)-4.72299); // Fator de conversao 1023 para 1000mBar esta
82         comentado pq ja esta na tabela do excel
83         value[i] = anaVal1;
84         delay(tempo);
85     }
86     float sum=0.00;
87     for (int j=0; j<(Dlay/tempo); j++){
88         sum = sum + value[j];
89     }
90     meanValue = (sum/(Dlay/tempo));
91     return meanValue;
92 }
93 //+++++++_INTERRUPTS_+++++++
94 void flowSense()
95 {
96     volatile double cPulse = micros();
97     flowRate = flowRateFactor*(100000/(pulseTime-lastTime));
98     lastTime = pulseTime;
99 }
100

```

C.2. PROGRAMA PARA MEDIR TORQUE E ROTAÇÃO

```
1 ////////////////////////////////////////////////////////////////////
2 //   RPM SENSOR AND STRAIN GAGE CODE   //
3 ////////////////////////////////////////////////////////////////////
4
5 // VARIABLES DECLARATION
6
7 volatile long int cPulse1=0;
8 volatile long int Pulse1=0;
9 volatile long int Period=1;
10 volatile long int RPM = 0;
11 volatile long int Hz = 0;
12
13
14 int pin_str0 = A0;
15 int pin_str1 = A1;
16
17 /*
18 int a= 143;
19 int b=247;
20 int c= 142;
21 int d=227;
22 */
23 int str0 = 0;
24 int str1 = 0;
25
26 int pin_rot = 2;
27
28 // VOID SETUP - FUNCTION TO SET THE MAIN CONFIGURATION ON THE PROGRAM //
29
30 void setup()
31 {
32   Serial.begin(9600); // Initializing serial port with 9600 bits/sec
33   Serial.flush (); // Waits for the transmission of outgoing serial data to complete
34
35   attachInterrupt(1, PeriodSense, FALLING); // Setting the interruption (interrupt_port, function, mode)
36
37   pinMode(pin_rot,INPUT); // Declaration of the pin 2 as input
38 }
39
40 // VOID LOOP - FUNCTION WHERE OCCURS THE LOGIC OF THE PROGRAM AND THERE ARE A INFINITE LOOP
41
42 void loop()
43 {
44   Serial.print(Hz); // Printing on the serial port the frequency from read by the rotation sensor
45
46   Serial.print("\t");
47   Serial.print(RPM); // Printing on the serial port the RPM from read by the rotation sensor
48   Serial.print("\t");
49
50   Serial.print(str0);
51   Serial.print("\t");
52
53   Serial.print(str1);
54
55   Hz = 1000000/(6*Period); /* The interruption reads a interval in microseconds, so have to multiply
56                           the value of the period read by 10E6 to transform to seconds
57                           In the turbine there are six points to activate the interruption so
58                           have to multiply by 6 to receive the real value of period
59                           */
60
```

```

61 RPM = (1000000/Period);
62
63 str0=0;
64 str1=0;
65 str0 = analogRead(pin_str0);
66 str1 = analogRead(pin_str1);
67
68
69 //str0 = map(str0, 422, 1023, 0, 196);
70 //str1 = map(str1, 408, 1023, 0, 196);
71
72 //str0=a*str0+b;
73 //str1=c*str1+d;
74
75 Serial.println(); // Jump a line in a serial window
76 delay(100); // Delay of 100 milliseconds
77 }
78
79 // INTERRUPTION FUNCTION
80
81 void PeriodSense()
82 {
83   cPulse1= micros(); // Function which receive the value of the time in microseconds from the
84                       // initialization of the machine to the call of that function
85   Period=cPulse1-Pulse1;
86   Pulse1=cPulse1; // Store the value of time read in a new variable to sub of the new value in future
87 }
88

```


ANEXO E: CIRCUITO DO MODULO DE ADQUISIÇÃO DE DADOS DE VAZÃO E PRESSÃO.

